

Державний комітет України по водному господарству

Рівненський державний технічний університет

**РОЗРАХУНКИ ГІДРОТЕХНІЧНИХ ВУЗЛІВ НАСОСНИХ
СТАНЦІЙ ГІДРОМЕЛІОРАТИВНИХ СИСТЕМ**

(Посібник до ДБН В 2.4-1-99 “Меліоративні системи
та споруди. Норми проектування”)

Київ - 2001

ББК 40.6 : 30.123 я7
УДК 626.8 : 532-192 (075)
Н 34

Науменко І.І. Проектування гідротехнічних вузлів насосних станцій
гідромеліоративних систем (Посібник до ДБН В 2.4-1-99
“Меліоративні системи та споруди”).

Систематизовані гідравлічні розрахунки каналів гідромеліоративних насосних станцій на рівномірний, нерівномірний та неусталений рух. Гідравлічні розрахунки аванкамер та водоприймачів насосних станцій, напірного тракту насосів. Наведений гідравлічний аналіз впливу черговості увімкнення насосів на подачу насосних станцій. Викладені способи вибору кількості насосних агрегатів з урахуванням необхідного рівня надійності подачі заданих об’ємів води.

Запропоновані аналітичні залежності для оцінки надійності подачі води насосними станціями гідромеліоративних систем, які враховують графік водоподачі, кількість насосів, та кількість напірних трубопроводів.

Для спеціалістів проектних організацій.

ISBN

© Науменко І.І.

В С Т У П

Проектна надійність подачі води насосними станціями гідромеліоративних систем забезпечується надійністю гідромеханічного обладнання насосних станцій, надійною роботою підвідних та відвідних споруд: аванкамери, водоприймачі, канали, напірні трубопроводи та запірно-регулююча арматура трубопроводів.

Враховуючи те, що в чинних ДБН В 2.4-1-99 “Меліоративні системи та споруди” наведені тільки загальні правила та рекомендації до проектування насосних станцій, в посібнику, що пропонується, більш детально враховано сучасні досягнення науки з питань проектування каналів насосних станцій на неусталений рух, аванкамер насосних станцій, які забезпечують беззбійне надходження потоку до водоприймачів та у всмоктувальні труби насосів, напірного тракту насосів.

В посібнику наведено гідравлічний аналіз та приклади впливу черговості увімкнення насосів на подачу об’ємів води насосними станціями.

Викладені способи вибору кількості насосних агрегатів з урахуванням необхідного рівня надійності подачі заданих об’ємів води та економічної ефективності.

Запропоновані аналітичні залежності для оцінки надійності подачі води насосними станціями, що враховують графік водоподачі, кількість насосів, кількість напірних трубопроводів, планування періодів оптимальних профілактик насосних агрегатів.

Основні розділи посібника супроводжуються прикладами з їх розв’язанням.

В посібнику наведені додатки з довідниковою інформацією для вибору відповідного типу насосів.

1. ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ КАНАЛІВ НА РІВНОМІРНИЙ ТА НЕРІВНОМІРНИЙ УСТАЛЕНИЙ РУХ

1.1. Основні залежності для гідравлічного розрахунку каналів на рівномірний рух

Гідравлічні розрахунки підвідних та відвідних каналів насосних станцій на рівномірний рух виконують за формулою Шезі

$$Q = \omega C \sqrt{Ri}, \quad (1.1)$$

де ω - площа живого перерізу, C - коефіцієнт Шезі, R - гідравлічний радіус, i - похил дна каналу.

Якщо гідравлічний радіус $R \leq 5$ м, то коефіцієнт Шезі визначають за формулою

$$C = \frac{1}{n} R^y, \quad (1.2)$$

$$\text{де } y = 2,5\sqrt{n} - 0,13 - 0,75\sqrt{R}(\sqrt{n} - 0,1), \quad (1.3)$$

$$\text{або } C = \frac{1}{n} + (27,5 - 300n) \lg R. \quad (1.4)$$

В наближених розрахунках коефіцієнт Шезі можна визначати за формулою

$$C = \frac{1}{n} R^{\frac{1}{6}}. \quad (1.5)$$

В формулах (1.2) – (1.5) гідравлічний радіус R , м; n - коефіцієнт шорсткості русла каналу береться за нормами [9].

Якщо шорсткість дна і стінок русла різна, то в розрахунках використовують осереднений коефіцієнт шорсткості n_C .

У разі, коли $n_{max}/n_{min} > 1,5...2$, то

$$n_C = \left(\chi_1 n_1^{\frac{3}{2}} + \chi_2 n_2^{\frac{3}{2}} + \dots + \chi_m n_m^{\frac{3}{2}} \right) / \chi. \quad (1.6)$$

Якщо $n_{max}/n_{min} < 1,5...2$, то

$$n_C = (\chi_1 n_1 + \chi_2 n_2 + \dots + \chi_m n_m) / \chi, \quad (1.7)$$

де $\chi = \sum_{i=1}^m \chi_i$ - повний змочений периметр;

$\chi_1, \chi_2 \dots \chi_m$ - довжини змочених периметрів, що мають, відповідно, коефіцієнти шорсткості $n_1; n_2, \dots, n_m$; $n_{max}; n_{min}$ - найбільший і найменший коефіцієнти шорсткості русла.

Поперечні перерізи каналів можуть бути простими і складними рис.1.1.

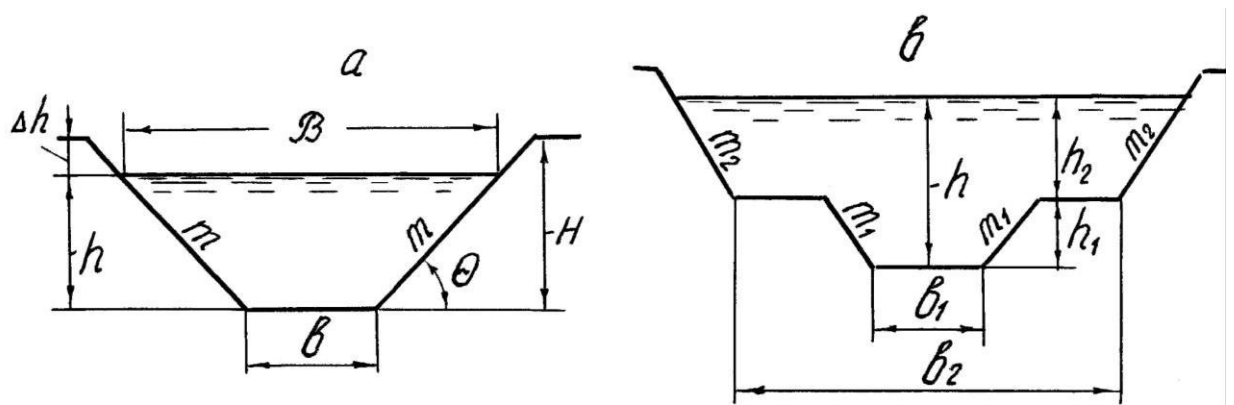


Рис.1.1. Схеми поперечних перерізів каналів: *a* – простий, *б* – складний

Площі живих перерізів та змочені периметри простих трапецеїдальних русел визначаються за формулами:

$$\omega = (b + mh)h; \quad (1.8)$$

$$\omega = (\beta + m)h^2; \quad (1.9)$$

$$\chi = b + 2h\sqrt{1+m^2}; \quad (1.10)$$

$$\chi = h(\beta + 2\sqrt{1+m^2}); \quad (1.11)$$

де b - ширина дна каналу; h - глибина води; m - коефіцієнт закладення укосів каналу, значення якого береться за нормами [9]; $\beta = b/h$ - відносна ширина дна каналу. Величину β можна призначити за табл.1.1.

Таблиця 1.1 Значення відносної ширини дна каналу $\beta = b/h$ залежно від коефіцієнта закладення укосів каналу m

m	1,0	1,5	2,0	2,5
β	0,8 – 3	0,6 – 3,1	0,5 – 3,5	0,4 – 3,8

Значення β_{min} табл.1.1 відповідають гідравлічно-найвигіднішим руслам трапецеїдального перерізу

$$\beta_{г.н} = 2(\sqrt{1+m^2} - m). \quad (1.12)$$

Значення β_{max} табл.1.1 є близькими до значень, які можна визначити за формулою Р.Р.Чугаєва

$$\beta = 2,5 + 0,5m. \quad (1.13)$$

Параметри складного перерізу рис.1.1,б дорівнюють :

площа живого перерізу

$$\omega = (b_1 + m_1h_1)h_1 + (b_2 + m_2h_2)h_2, \quad (1.14)$$

змочений периметр

$$\chi = b_2 + 2h_1\sqrt{1+m_1^2} + 2h_2\sqrt{1+m_2^2} - 2m_1h_1 . \quad (1.15)$$

Глибина каналу при рівномірному русі дорівнює

$$H = h_0 + \Delta h , \quad (1.16)$$

де h_0 - глибина води в каналі при рівномірному русі, що відповідає максимальній або форсованій витраті.

Значення Δh приймаються за табл.1.2

**Таблиця 1.2. Перевищення гребенів дамб та брівок
берм каналу Δh [9]**

Витрата води в каналі, $Q, \text{м}^3/\text{с}$	$\Delta h, \text{см}$	
	Канали без облицювання	Канали з облицюванням
До 1	20	15
1 – 10	30	20
$10 < Q < 30$	40	30
$30 < Q < 50$	50	35
$50 < Q \leq 100$	60	40

Форсовані витрати призначають за формулою

$$Q_\phi = k_\phi \cdot Q_{\max} , \quad (1.17)$$

де k_ϕ - коефіцієнт форсування береться за табл.1.3.

Таблиця 1.3. Значення коефіцієнтів форсування [9]

Витрати $Q, \text{м}^3/\text{с}$	k_ϕ
$Q < 1$	1,20
$Q = 1 \dots 10$	1,15
$10 < Q < 50$	1,10
$50 < Q < 100$	1,05
$Q > 100$	1,00

1.2. Допустимі швидкості потоку в каналах

При всіх можливих витратах води, що транспортуються каналом, розрахункові швидкості V_P повинні знаходитись у межах :

$$V_{H3} < V_P < V_{\text{ДОП.Р}} , \quad (1.18)$$

де V_{H3} - гранична незамулююча швидкість;

$V_{\text{доп.р}}$ - допустима нерозмиваюча швидкість.

Граничну замулюючу швидкість, яка характеризує здатність потоку транспортувати завислі у воді частинки, можна визначити за формулою Є.О.Замаріна

$$V_{\text{нз}} = \left(\frac{\rho_M w_0}{0,022 \sqrt{Ri}} \right)^{2/3}, \quad (1.19)$$

де ρ_M - мутність потоку, $\text{кг}/\text{м}^3$; w_0 - умовна гідралічна крупність, величина якої дорівнює: $w_0 = \bar{w}$, якщо $\bar{w} > 0,002 \text{ м/с}$ і $w_0 = 0,002 \text{ м/с}$, коли $0,0004 < \bar{w} < 0,002 \text{ м/с}$; \bar{w} - середньозважена гідралічна крупність, м/с ; R - гідралічний радіус, м ; i - похил дна.

Середньозважена гідралічна крупність визначається за формулою

$$\bar{w} = \left(\sum_{i=1}^n w_{ci} p_i \right) / \sum_{i=1}^n p_i, \quad (1.20)$$

де w_{ci} - середня гідралічна крупність i -тої фракції наносів

$$w_{ci} = \frac{1}{3} (w_i + w_{i+1} + \sqrt{w_i w_{i+1}}), \quad (1.21)$$

w_i ; w_{i+1} - межі фракцій наносів; p_i - процентний вміст фракцій наносів; n - кількість груп фракцій наносів.

Стійкість каналу проти замулення можна визначити також за здатністю транспортувати потоком відповідну величину мутності. Канал не замулюється, якщо виконується умова

$$\rho_M < \rho_{\text{ТР}}, \quad (1.22)$$

де ρ_M - мутність потоку, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\rho_{\text{ТР}}$ - гранична транспортуюча здатність потоку, яку можна визначити за формулами, що слідують з формули (1.20):

якщо $0,002 < \bar{w} < 0,008 \text{ м/с}$, то

$$\rho_{\text{ТР}} = 0,022 (V/\bar{w})^{3/2} \sqrt{Ri}, \quad (1.23)$$

коли $0,0004 < \bar{w} < 0,002 \text{ м/с}$, то

$$\rho_{\text{ТР}} = 11 V \sqrt{Ri/\bar{w}}, \quad (1.24)$$

де V - середня мінімальна швидкість потоку, м/с ; \bar{w} - середньозважена гідралічна крупність, яка обчислюється за формулою (1.21), м/с ; R - гідралічний радіус, м , при $V = V_{\text{min}}$; i - похил дна; $\rho_{\text{ТР}}$ - транспортуюча здатність потоку, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Гідравлічну крупність можна визначити за табл.1.4.

Таблиця 1.4. Значення гідравлічної крупності [9]

$d, \text{мм}$	$w, \text{мм/с}$	$d, \text{мм}$	$w, \text{мм/с}$	$d, \text{мм}$	$w, \text{мм/с}$
0,005	0,0175	0,06	2,49	0,150	15,6
0,01	0,0692	0,07	3,39	0,175	18,9
0,02	0,277	0,08	4,43	0,20	21,6
0,03	0,623	0,09	5,61	0,225	24,3
0,04	1,11	0,10	6,92	0,25	27,0
0,05	1,73	0,125	10,81	0,275	29,9

Допустимі нерозмиваючі швидкості $V_{\text{доп.р}}$ визначаються за формулою

$$V_{\text{доп.р}} = k_1 k_2 V_{\text{доп.}}, \quad (1.25)$$

де k_1 - коефіцієнт, що враховує відхилення питомої ваги ґрунту від стандартної величини $\gamma_r = 2650 \text{ кг/м}^3$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\gamma_r - 1000}{1650}}, \quad (1.26)$$

де γ_r - питома вага ґрунту, кг/м^3 ;

k_2 - коефіцієнт, що враховує умови роботи каналу

$$k_2 = \sqrt{K_C}, \quad (1.27)$$

де K_C - коефіцієнт умов роботи каналу приймається за нормами [9].

Значення $V_{\text{доп.}}$ для різних типів ґрунтів та кріплень при $\gamma_r = 2650 \text{ кг/м}^3$ і $K_C = 1$ визначаються за нормами [9].

1.3. Розрахунок каналів на нерівномірний усталений рух

В підвідних та відвідних каналах насосних станцій нерівномірний рух існує значно частіше, ніж рівномірний.

Для визначення типу кривої вільної поверхні порівнюють між собою глибину рівномірного руху h_0 , критичну глибину h_K та глибини води на початку каналу $h_{\text{ПН}}$ і в кінці каналу $h_{\text{КН}}$.

Якщо $h_K < h_0 < h_{\text{КН}}$ або $h_K < h_0 < h_{\text{ПН}}$, то маємо криву підпору типу a_1 .

У разі, коли $h_K < h_{\text{КН}} < h_0$ або $h_K < h_{\text{ПН}} < h_0$, то утворюється крива спаду типу b_1 .

Підвідні канали насосних станцій потрібно розраховувати так, щоб криві

спаду не утворювались.

Для побудови кривих вільної поверхні при нерівномірному русі в каналах доцільно застосовувати спосіб В.І.Чарномського (рис.1.2)

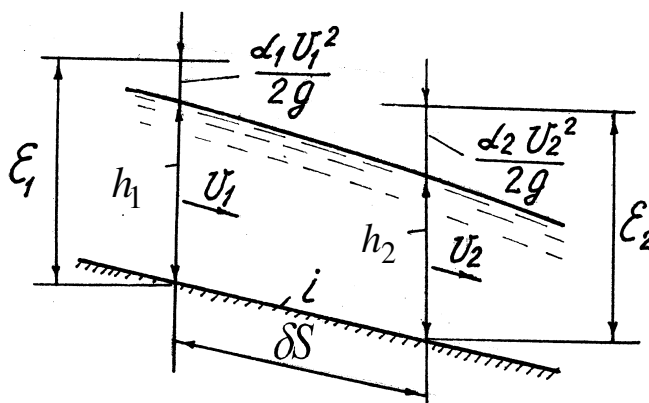


Рис.1.2. Схема до способу В.І.Чарномського

Довжина потоку (кривої вільної поверхні) між глибинами h_1 і h_2 дорівнює

$$\delta S = \left| \frac{E_1 - E_2}{i - \bar{i}_f} \right|, \quad (1.28)$$

де E_1, E_2 - питомі енергії живих перерізів потоку:

$$E_1 = h_1 + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g}; \quad (1.29)$$

$$E_2 = h_2 + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g}; \quad (1.30)$$

$V_1 = Q/\omega_1$; $V_2 = Q/\omega_2$ - середні швидкості потоку в перерізах з глибинами h_1 і h_2 відповідно; $\alpha_1 = \alpha_2 = 1,1$ - коефіцієнти кінетичної енергії; i - похил дна; \bar{i}_f - середній похил гідравлічного тертя (гідравлічний похил)

$$\bar{i}_f = \frac{1}{2} (i_{f1} + i_{f2}), \quad (1.31)$$

$$i_{f1} = \frac{V_1^2}{C_1^2 R_1}; \quad i_{f2} = \frac{V_2^2}{C_2^2 R_2}, \quad (1.32)$$

де C_1, C_2, R_1, R_2 - коефіцієнти Шезі та гідравлічні радіуси, які відповідають глибинам h_1 і h_2 .

Значення \bar{i}_f можна обчислювати також за середньою глибиною

$$\bar{h} = \frac{1}{2}(h_1 + h_2) ; \quad (1.33)$$

$$\bar{i}_f = \frac{\bar{V}^2}{\bar{C}^2 \bar{R}} , \quad (1.34)$$

де $\bar{V} = Q/\bar{\omega}$; $\bar{\omega}$ - площа живого перерізу при глибині \bar{h} ; \bar{C} , \bar{R} - коефіцієнт Шезі та гідравлічний радіус, що обчислені за глибиною \bar{h} .

Повна довжина потоку з нерівномірним рухом за способом Чарномського дорівнює

$$L = \sum_{i=1}^n \delta S_i , \quad (1.35)$$

де n - кількість ділянок потоку (русла).

Розрахунок завжди починають з перерізу, де відома глибина потоку ($h_{ПК}$ або $h_{КН}$) .

При використанні ЕОМ, починаючи розрахунок від відомої глибини ($h_{ПК}$ або $h_{КН}$) , наступну глибину можна змінювати на величину $\Delta h = 0,2 \text{ см}$ і обчислювати довжину δS , накопичуючи суми довжин за формулою (1.35). При виконанні умови $\sum \delta S_i \geq L_K$ (L_K - довжина каналу між глибинами $h_{ПК}$ і $h_{КН}$) розрахунки закінчують.

2. ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ ПІДВІДНИХ ТА ВІДВІДНИХ КАНАЛІВ НА НЕУСТАЛЕНИЙ РУХ

2.1. Загальні поняття. Термінологія

Неусталений рух води в підвідних та відвідних каналах насосних станцій та аванкамерах виникає у випадках збільшення або зменшення подачі води насосною станцією, тобто при перехідних процесах.

Якщо подача води збільшується, то у підвідному каналі (в аванкамері насосної станції) глибини води зменшуються, а у відвідному збільшуються і навпаки, при зменшенні подачі, у підвідному каналі глибини збільшуються, а у відвідному зменшуються.

У разі утворення неусталеного руху в каналах утворюються хвилі, які з швидкістю, що значно більша, ніж швидкість усталеного руху, розповсюджуються проти або в напрямку основного потоку (рис.2.1).

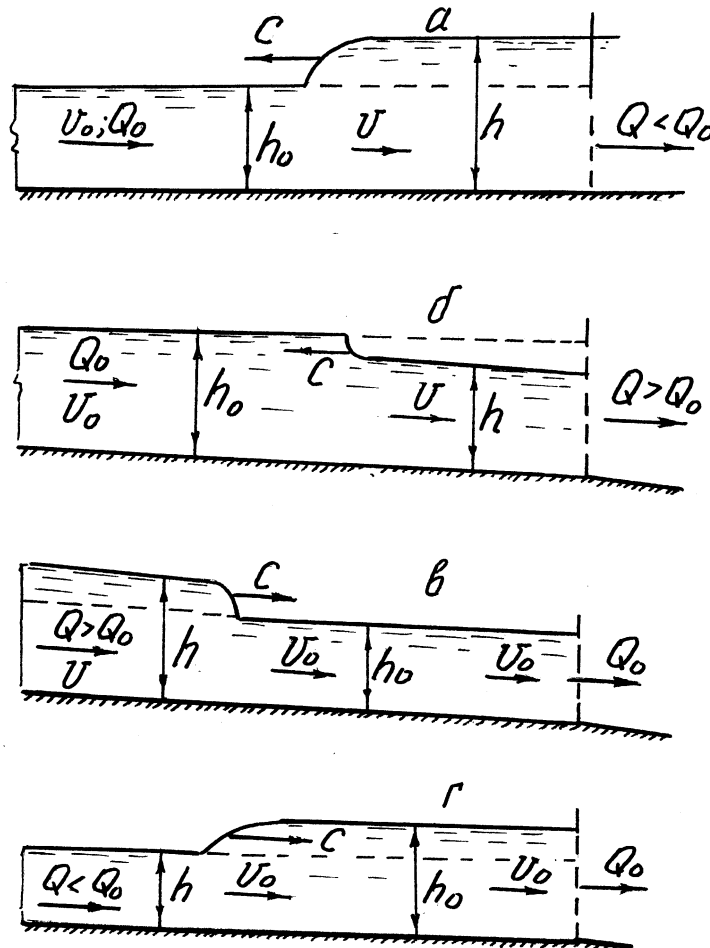


Рис. 2.1. Схеми неусталеного руху у відкритому руслі: *a* – зворотна позитивна хвиля; *б* – зворотна негативна хвиля; *в* – пряма позитивна хвиля; *г* – пряма негативна хвиля

При розрахунках гідравлічних характеристик неусталеного руху будемо користуватись наступною термінологією:

h_0 - глибина потоку при усталеному русі, яка може відповідати глибині рівномірного руху або глибині нерівномірного усталеного руху;

h - глибина води в конкретному перерізі в конкретний момент часу t при неусталеному русі;

h_x - величина позитивної або негативної хвилі;

V_0 - швидкість потоку усталеного руху;

V - швидкість основного потоку при неусталеному русі;

C_x - швидкість хвилі;

Q_0 - витрата води при усталеному русі;

Q - витрата води в конкретний момент часу в конкретному перерізі при неусталеному русі.

Якщо: $h > h_0$, то хвиля **позитивна**;

$h < h_0$ - хвиля **негативна**.

Коли хвиля рухається проти течії основного потоку, то вона є **зворотна**.

У разі, коли напрямок хвилі збігається з напрямком основного потоку, то хвиля **пряма**.

У відповідності з цією термінологією на рис.2.1 зображені схеми чотирьох хвиль. Тип хвиль залежить від співвідношення витрат Q та Q_0 ; глибин h та h_0 і місця розташування створу (перерізу), в якому виникає зміна витрат.

На рис.2.1 зображені схеми одиноких хвиль. В практиці експлуатації каналів гідромеліоративних систем з каскадом насосних станцій та гідротехнічних споруд на ділянках каналів між насосними станціями або гідротехнічними спорудами можуть утворюватись комбінації хвиль, що складаються з простих хвиль, зображених на рис.2.1.

При проектуванні каналів, на яких розташовані насосні станції, необхідність мати параметри потоку перехідних процесів спричинена наступним:

- оцінка динамічної дії хвиль на укosi каналів;
- визначення будівельної глибини каналу при утворенні позитивних хвиль;
- забезпечення безкавітаційної роботи насосів при виникненні негативних хвиль в аванкамерах (глибини зменшуються до недопустимих величин);
- забезпечення безвідмовної роботи сифонних водовипусків насосних станцій.

2.2. Швидкість одиноких хвиль в каналах

В багатьох задачах практики буває достатнім знати найбільші або найменші глибини води в конкретних живих перерізах потоку (створах каналу).

Для цього потрібно мати відомості про висоту хвилі та її середню швидкість (рис.2.2).

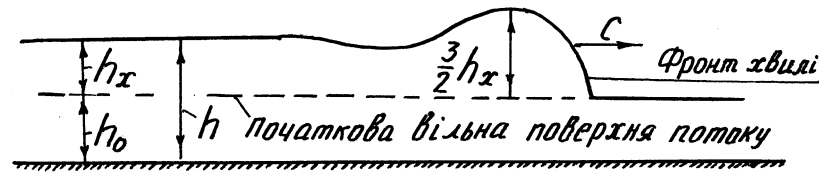


Рис.2.2. Схема до розрахунку швидкості хвилі

Швидкість руху фронту (першого гребеня) хвилі визначається за формулами:

швидкість прямої позитивної хвилі

$$C_x = V_0 + \sqrt{g \left(\frac{\omega_0}{B} + \frac{3}{2} h_x \right)} ; \quad (2.1)$$

швидкість прямої негативної хвилі

$$C_x = V_0 + \sqrt{g \left(\frac{\omega_0}{B} - \frac{3}{2} h_x \right)} ; \quad (2.2)$$

швидкість зворотної позитивної хвилі

$$C_x = \sqrt{g \left(\frac{\omega_0}{B} + \frac{3}{2} h_x \right)} - V_0 ; \quad (2.3)$$

швидкість зворотної негативної хвилі

$$C_x = \sqrt{g \left(\frac{\omega_0}{B} - \frac{3}{2} h_x \right)} - V_0 ; \quad (2.4)$$

де ω_0 - площа перерізу потоку при глибині h_0 ;

B - ширина поверхні потоку при глибині

$$h = h_0 \pm 0,5 h_x , \quad (2.5)$$

де знак плюс для позитивної хвилі, знак мінус для негативної хвилі.

Часто, при розв'язанні задач неусталеного руху в каналах, величиною $\frac{1}{2} h_x$ в формулах (2.1) – (2.4) нехтують. Це можна допускати якщо вона становить не більше 5...10% від складової ω_0/B . Проте, практика експлуатації великих каналів, показала, що в деяких випадках висота хвиль досягає 1,5...2 м [5]. Тому, складаючи алгоритми розрахунків неусталеного руху в каналах насосних станцій, доцільно швидкості хвиль визначити за формулами (2.1) – (2.4).

2.3. Гідравлічні розрахунки параметрів перехідних процесів в каналах насосних станцій

В даний час для розрахунків динаміки рівнів вільної поверхні та глибини води в каналах насосних станцій використовують рівняння Сен-Венана, які можна записати в такому вигляді [5]:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + 2V \frac{\partial Q}{\partial s} + B C_x^2 - V^2 \frac{\partial h}{\partial s} = g \omega \psi ; \quad (2.6)$$

$$B \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial s} = q , \quad (2.7)$$

де

$$\psi = i - \frac{Q|Q|}{K^2} + \frac{Vq}{g\omega} ; \quad (2.8)$$

s - віддаль перерізу потоку від границі потоку (лівої або правої); t - час; $h(s, t)$ - глибина води; $Q(s, t)$ - витрата; B - ширина поверхні потоку, яку в трапецеїдальних руслах потрібно визначати з урахуванням висоти хвилі

$$B = B_0 \pm 0,5 h_x , \quad (2.9)$$

де B_0 - ширина поверхні потоку при глибині h_0 ; h_x - висота хвилі. Знак плюс в (2.9) відповідає позитивній, а мінус - негативній хвилі.

$\omega(s, t)$ - площа поперечного перерізу потоку;

$K = \omega C \sqrt{R}$ - витратна характеристика, $C(s, t)$ - коефіцієнт Шезі, $R(s, t)$ - гідравлічний радіус;

C_x - швидкість хвилі;

$V(s, t)$ - середня швидкість потоку;

i - похил дна;

g - прискорення вільного падіння;

q - бокова зміна витрат на одиниці довжини русла, яка може бути додатньою або від'єднаною. Якщо забирання або приєднання витрат уздовж потоку (каналу) немає, то $q = 0$.

При розв'язанні задач перехідних процесів в каналах, часто в рівняннях (2.6), (2.7) замість глибин h , використовують відмітки поверхні води (зміну рівнів поверхні води). Тоді рівняння (2.6), (2.7) можна записати в такому вигляді:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + 2V \frac{\partial Q}{\partial s} + B C_x^2 - V^2 \frac{\partial \Phi}{\partial s} = g \omega \psi ; \quad (2.10)$$

$$B \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial s} = q . \quad (2.11)$$

де $\Phi(s, t)$ - рівень (відмітка) вільної поверхні.

Рівняння (2.6), (2.7) або (2.10), (2.11) розв'язують чисельними методами, застосовуючи, наприклад, різницевий спосіб. Розрахунки потрібно виконувати з кроком часу

$$1 \leq \tau \leq 30 \text{ с} , \quad (2.12)$$

та з довжиною елементарних відрізків потоку δs , яка задовольняє умові [5]

$$\delta s = \dots 5 \text{ м} . \quad (2.13)$$

Залежно від задачі, що розглядається початкові умови приймають для стану спокою водного потоку з горизонтальною поверхнею води, або усталений рух води на ділянці каналу, яка обмежена насосними станціями (гідротехнічними спорудами і насосними станціями).

Початкові умови можуть бути такими:

а) стан спокою, горизонтальна поверхня води:

$$Q = Q_0 \text{ м}^3/\text{с} ; \quad \Phi_0 \text{ м}^3/\text{с} ; \quad h \text{ м} = h_0 + is , \quad (2.14)$$

де h_0 - глибина води на початку каналу; s - довжина, що відраховується від початку каналу.

б) в каналі був усталений рух:

$$Q_{t=0} = Q_0 \text{ м}^3/\text{с} ; \quad h_{t=0} = h_0 \text{ м} ; \quad \Phi_{t=0} = \Phi_0 \text{ м}^3/\text{с} , \quad (2.15)$$

Якщо рух усталений, то

$$Q_0 \text{ м}^3/\text{с} = \text{const} , \quad (2.16)$$

а глибини h_0 визначаються в результаті розв'язання рівняння нерівномірного руху, наприклад, способом Чарномського (§ 1.3).

Граничні умови залежать від типу регулювання водоподачі:

а) задані графіки роботи насосних станцій уздовж траси каналу

$$\left. \begin{aligned} Q_{s=0} &= Q_1 \text{ м}^3/\text{с} ; \\ Q_{s=L} &= Q_2 \text{ м}^3/\text{с} \end{aligned} \right\} \quad (2.17)$$

де L - довжина каналу;

Q_1 м³/с; Q_2 м³/с - кусково-постійні функції.

б) автоматичне регулювання водоподачі і забору води шляхом слідування за зміною рівня в каналі

$$\left. \begin{aligned} Q_{s=0} &= \sum_{i=1}^{r_H} q_{iH} K_i \Phi_H \text{ м}^3/\text{с} ; \\ Q_{s=L} &= \sum_{i=1}^{r_K} q_{iK} K_i \Phi_K \text{ м}^3/\text{с} \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

де r_H , r_K , q_{iH} , q_{iK} , Φ_H , Φ_K - кількість насосів, подача, рівні води, відповідно, на початку і в кінці каналу.

$K_i = 1$, якщо насос увімкнений,

$K_i = 0$, коли насос зупинений.

Якщо на віддалі S від голови каналу є боковий забір (насосна станція), то вводяться умови спряження :

$$\left. \begin{aligned} Q_{\xi-0,t} &= Q_{\xi+0,t} + Q_n \\ \Phi_{\xi-0,t} &= \Phi_{\xi+0,t}, \end{aligned} \right\} \quad (2.19)$$

де Q_n - графік водоспоживання.

Розрахунок динаміки перехідних процесів зводиться до пошуку функцій $Q_{\xi,t}$ і $\Phi_{\xi,t}$ або $Q_{\xi,t}$ і $h_{\xi,t}$.

Розрахунок виконують для деякої області ξ, t , що складається з N розрахункових ділянок $\xi = 1, 2, 3 \dots N$. В середині кожної ділянки, функції, що визначаються, задовольняють системі диференціальних рівнянь (2.6), (2.7) або (2.10), (2.11), заданим початковим умовам, граничним умовам (2.17), (2.18) та умовам спряження (2.19).

Боковий забір води з каналу призводить до збільшення негативних хвиль і зменшення позитивних хвиль.

На насосних станціях, що влаштовані на каналах і утворюють каскад, можливе застосування двох схем автоматизованого регулювання (рис.2.3) [5].

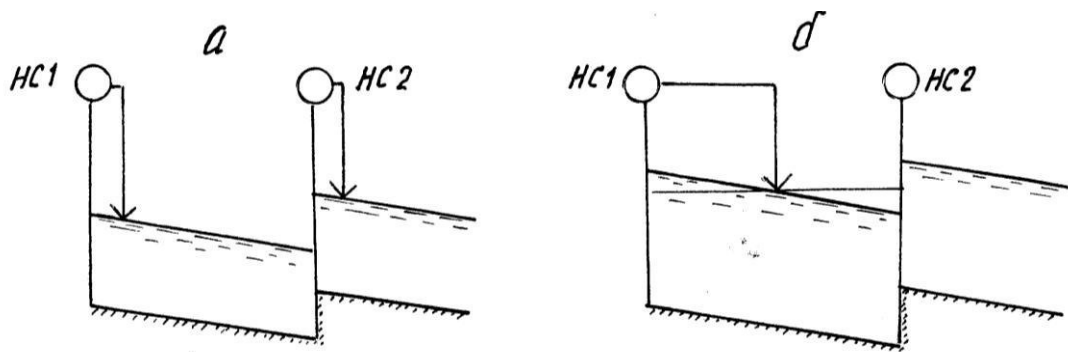


Рис.2.3. Схеми регулювання подач води насосними станціями:

а) – за рівнем верхнього б'єфа насосної станції;

б) – за однаковими об'ємами

У разі регулювання за схемою *a* увімкнення і зупинка насосних агрегатів здійснюється послідовно, починаючи з кінцевої насосної станції в каскаді. Рівень води контролюється у верхньому б'єфі кожної станції, а увімкнення - зупинка окремих насосів здійснюється автоматично, в результаті дії на датчики рівнів зворотних хвиль, що виникли у результаті увімкнення чи зупинки насосів насосних станцій, які розташовані після насосної станції, що розглядається.

Якщо регулювання подач здійснюється за схемою б, то передбачаються одночасні увімкнення – зупинки насосних агрегатів при зміні водоспоживання у відповідному каналі останньої насосної станції в каскаді. Додатково можна контролювати рівень в “середній точці”, яка є перетином кривих вільної поверхні при зміні витрат.

При проектуванні підвідних каналів будь-яких насосних станцій необхідно розглянути два випадки :

1. Одночасне виключення (зупинка) всіх насосів, яке спричинене відсутністю електроенергії.

Розв’язання задач перехідних процесів, що пов’язані з цим випадком дозволяє призначити потрібні глибини каналу, які забезпечують рух води в межах сухого запасу. У цьому разі глибини каналу визначаються за формулами:

$$H_a = h_a + h_{xa} + \Delta h ; \quad (2.20)$$

$$H_\phi = h_\phi + h_{x\phi} + \Delta h , \quad (2.21)$$

де H_a - глибина каналу на його початку;

h_a - глибина води на початку каналу при усталеному русі;

h_{xa} - максимальна висота позитивної хвилі на початку каналу;

H_ϕ - глибина каналу перед аванкамерою;

h_ϕ - глибина води в каналі перед аванкамерою при усталеному русі;

$h_{x\phi}$ - максимальна висота позитивної хвилі в каналі перед аванкамерою;

Δh - сухий запас, який визначається за табл.1.2.

2. Швидке увімкнення всіх насосів.

У результаті розв’язання задач цього випадку визначають найменші глибини води в каналі і аванкамері насосної станції.

Для забезпечення надійної роботи насосів потрібно щоб при всіх можливих режимах забору води

$$H_B \leq H_{B.ДОП} , \quad (2.22)$$

де H_B - розрахункова висота всмоктування;

$H_{B.ДОП}$ - допустима висота всмоктування.

При проектуванні каскада насосних станцій потрібно параметри каналів між насосними станціями визначити так, щоб були забезпечені умови (2.20) – (2.22).

Якщо регулювання водоподач здійснюють “по верхньому б’єфу” (рис.2.3,а), то визначають початкову глибину води h_{II} ; відмітки рівнів води увімкнення-виключення насосів; величину зміни витрат (подач) ΔQ ; загальний діапазон регулювання

$$D = n \times \text{0,05...0,10 м} , \quad (2.23)$$

де n - кількість насосів.

Визначення параметрів h_{II} , D і ΔQ виконують наступним чином. При відомих геометричних параметрах каналу і заданій витраті $Q_{\text{транз}}^{\text{max}}$ для вибраних насосів приймають мінімальні глибини в каналі, при яких забезпечується безкавітаційна робота насосів. За формулою (2.23) призначається діапазон регулювання. Маючи кількість насосів на насосній станції, шляхом розрахунків перехідних процесів визначають відмітки рівнів води для увімкнення і виключення кожного насоса так, щоб не виникали передчасні увімкнення і виключення насосів, а рівні води не виходили за межі мінімальних при увімкненні останнього насоса, коли $Q_{\text{транз}} = Q_{\text{max}}$, і максимальних - при виключенні останнього насоса ($Q_{\text{транз}} = 0$).

Якщо, розрахунковий діапазон регулювання призводить до суттєвого збільшення глибини каналу, то потрібно зменшити значення ΔQ , тобто взяти насоси з меншими подачами. При цьому кількість насосів збільшиться.

У разі, коли регулювання виконують за схемою “з однаковими об’ємами” (рис.2.3), то основним параметром є початкова глибина води в каналі h_{II} , оскільки, місце розташування кривої вільної поверхні води при $Q_{\text{транз}}^{\text{max}}$ не залежить від величини ΔQ .

При експлуатації каналів насосних станцій потрібно, щоб в них утворювались криві підпору. В іншому разі, з причин несинхронної подачі витрат однотипними насосами суміжних насосних станцій, можливе недопустиме зменшення глибин води в аванкамерах насосних станцій. Тому, значення початкових глибин води при $Q_{\text{транз}}^{\text{max}}$, повинно бути $h_{II} \geq h_0$, де h_0 - глибина рівномірного руху. Величину глибини h_{II} можна визначити за формулою [5]

$$h_{II} = \frac{L}{880 - 1349 \ln \frac{h_0}{b}}, \quad (2.24)$$

де L - довжина каналу між насосними станціями;

h_0 - глибина рівномірного руху в каналі при $Q = Q_{\text{max}}$;

b - ширина дна каналу.

При русі позитивних хвиль у трапецеїдальних каналах утворюються вторинні хвилі (ондуляція). Ці хвилі на осі каналу менші, ніж на укосах. Явище ондуляції не враховують рівняння Сен-Венана.

Максимальна глибина води на осі каналу з урахуванням ондуляції дорівнює

$$h_{oc.max} = h_{oc} + \zeta_0, \quad (2.25)$$

де h_{oc} - глибина води на осі каналу (на початку або в кінці каналу) при неусталеному русі і середній висоті хвилі h_x ;

ζ_0 - висота хвиль, що зумовлені ондуляцією вільної поверхні води на осі каналу

$$\zeta_0 = \zeta'_0 \cdot h_0 . \quad (2.26)$$

Максимальна глибина води в каналі на укосах з урахуванням вторинних хвиль дорівнює

$$h_{y.max} = h_{oc} + \zeta_y , \quad (2.27)$$

де ζ_y - висота хвиль, що зумовлені ондуляцією вільної поверхні води на укосах каналу

$$\zeta_y = \zeta'_y \cdot h_0 . \quad (2.28)$$

В формулах (2.26), (2.28): h_0 - початкова глибина води в каналі (в кінці або на початку каналу) при усталеному русі; $\zeta'_0 = f_1(\eta; \beta_-)$ і $\zeta'_y = f_2(\eta; \beta_-)$ - відносні висоти вторинних хвиль на осі та на укосах каналу, які визначаються за графіками рис.2.4, де $\eta = h/h_0$; $\beta = b/h$; b - ширина дна каналу; h - глибина води в каналі при неусталеному русі, яка дорівнює

$$h = h_0 + h_x , \quad (2.29)$$

де h_x - середня висота хвиля у відповідному створі; h_0 - початкова глибина води при усталеному русі у відповідному створі.

Середню висоту позитивної хвилі при раптовій зупинці всіх насосів в кінці каналу можна визначити з рівняння хвильової витрати [13]

$$\left(\sqrt{g \left(\frac{\omega_{\phi 0}}{B_{\phi 0} + m h_{x\phi}} + \frac{3}{2} h_{x\phi} \right)} - V_{\phi} \right) \times \left(\omega_{\phi 0} + m h_{x\phi} \right) h_{x\phi} = \Delta Q_0 , \quad (2.30)$$

де $B_{\phi 0}$ - ширина поверхні води при початковій глибині $h_{0\phi}$

$$B_{\phi 0} = b_{\phi} + 2m h_{0\phi} ; \quad (2.31)$$

$\omega_{\phi 0}$ - площа живого перерізу потоку при глибині $h_{0\phi}$

$$\omega_{\phi 0} = \left(b_{\phi} + m h_{0\phi} \right) h_{0\phi} ; \quad (2.32)$$

V_{ϕ} - початкова середня швидкість потоку

$$V_{\phi} = Q_0 / \omega_{\phi 0} . \quad (2.33)$$

Рівняння (2.30) відносно висоти хвилі $h_{x\phi}$ розв'язується способом наближень.

Глибину води на початку каналу з урахуванням середньої висоти зворотних позитивних хвиль при раптовій зупинці всіх насосів можна наближено визначити за формулою

$$h_{amax} = h_{\phi max} - iL = h_{0\phi} + h_{x\phi} - iL , \quad (2.34)$$

де i - похил дна каналу; L - довжина каналу; $h_{x\phi}$ - середня висота хвиля на початку каналу, що визначена з рівняння (2.30).

Висота вторинних хвиль на початку каналу визначається за графіком рис.2.4 [13, 18].

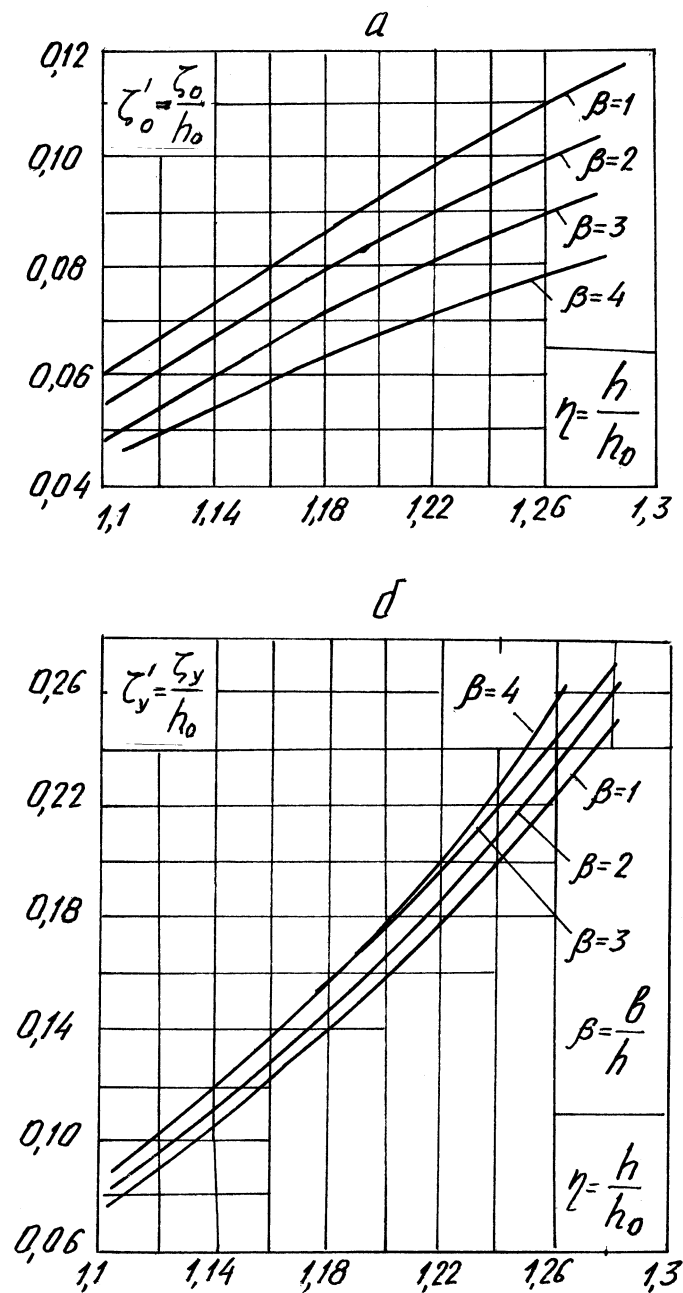


Рис.2.4. Графіки для визначення висоти вторинних хвиль :
а – на осі каналу; б – на укосах каналу

Приклад 2.1. Забір води здійснюється насосною станцією, що влаштована в кінці каналу, довжина якого $L = 4440$ м. На початку каналу влаштовано шлюз. Максимальна подача насосної станції $Q_{max} = 16$ м³/с. Кількість насосів $n = 4$. Ширина дна каналу $b = 4$ м; коефіцієнт закладення укосів $m = 3$; коефіцієнт

шорсткості русла каналу $n = 0,014$; похил дна каналу $i = 0,0002$; глибина води на початку каналу за шлюзом $h_{0a} = 1,75$ м; глибина води в кінці каналу перед входом в аванкамеру при відсутності водозабору $h_{0\phi} = 2,64$ м.

Безкавітаційна робота насоса можлива при глибинах води в кінці каналу $h_{\phi} \geq 2,0$ м.

Визначити найменшу глибину води в кінці каналу h_{ϕ} при увімкненні кожного насоса через 2 хв. Побудувати графік зміни глибини $h_{\phi} = f(t)$.

Розв'язання. За умовою прикладу в підвідному каналі утворюється зворотна негативна хвиля.

Для розв'язання задачі використаємо рівняння (2.6) – (2.8) при $q = 0$.

Позначимо створ на початку каналу за шлюзом через $a - a$, і створ в кінці каналу через $\phi - \phi$. Тоді початкові умови можна записати в такому вигляді:

$$\begin{aligned} t = 0; & \quad t = 0; \\ Q = Q_a = 0; & \quad Q = Q_{\phi} = 0; \\ h_{0a} = 1,75 \text{ м}; & \quad h_{0\phi} = h_{0a} + i \cdot L = 1,75 + 0,0002 \cdot 4440 = 2,64 \text{ м}. \end{aligned}$$

Подача насосної станції зростає за графіком :

$t, \text{ хв}$	2	4	6	8
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	4	8	12	16

В результаті розв'язання рівнянь (2.6) – (2.8) при $q = 0$ отримаємо значення функції $h_{\phi}(t)$, графік якої зображено на рис.2.5.

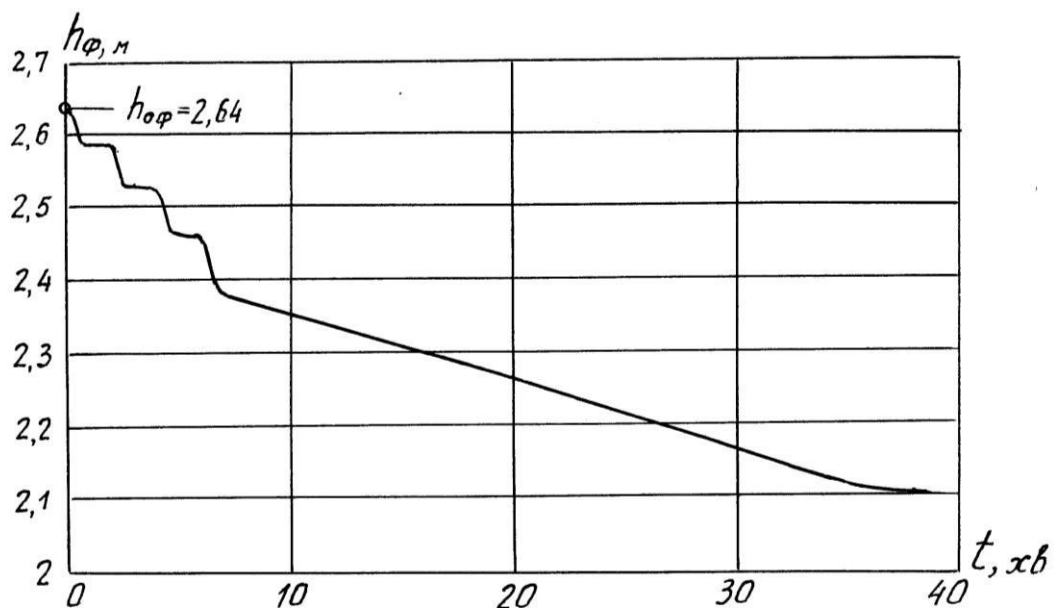


Рис..2.5. До прикладу 2.1. Графік зміни глибини води в кінці каналу

Аналізуючи графік $h_{\phi} = \text{рис.2.5}$ бачимо, що при увімкненні кожного із чотирьох насосів через час $\Delta t = 2$ хв глибина води при $t = 8$ хв $h_{\phi} = 2,37 \text{ м} > 2,0 \text{ м}$. Подальше зменшення глибини води відбувається повільно і при $t = 40$ хв маємо $h_{\phi \min} = 2,105 \text{ м}$. Отже, розрахункова найменша глибина води в кінці каналу $h_{\phi \min} = 2,10 \text{ м}$ є більшою глибини $h_{\phi} = 2,0 \text{ м}$, за якої робота насосів буде безкавітаційною.

Приклад 2.2. Визначити найбільші глибини води у підвідному каналі насосної станції прикладу 2.1 при раптовому припиненні подачі електроенергії на насосну станцію.

При раптовому русі і максимальній подачі $Q = 16 \text{ м}^3/\text{с}$ глибина води на початку каналу (створ $a - a$) $h_{0a} = 1,75 \text{ м}$, глибина води в кінці каналу (створ $\phi - \phi$) $h_{0\phi} = 2,07 \text{ м}$.

Визначити будівельну глибину каналу в створах $(a - a)$ і $(\phi - \phi)$ з урахуванням вторинних хвиль на укосах каналу.

Розв'язання. Для визначення найбільшої глибини води в кінці каналу (створ $\phi - \phi$) без урахування вторинних хвиль використаємо рівняння (2.6) – (2.8) при $q = 0$.

Початкові умови:

$$\begin{aligned} t &= 0 ; & t &= 0 ; \\ Q_a &= 16 \text{ м}^3/\text{с} ; & Q_{\phi} &= 16 \text{ м}^3/\text{с} ; \\ h_{0a} &= 1,75 \text{ м} ; & h_{0\phi} &= 2,07 \text{ м} . \end{aligned}$$

Тривалість відсутності електроенергії - необмежена.

У результаті розв'язання рівнянь (2.6) – (2.8) при $q = 0$ отримуємо значення функції $h_{\phi} = \text{рис.2.6}$, графік якої зображено на рис.2.6.

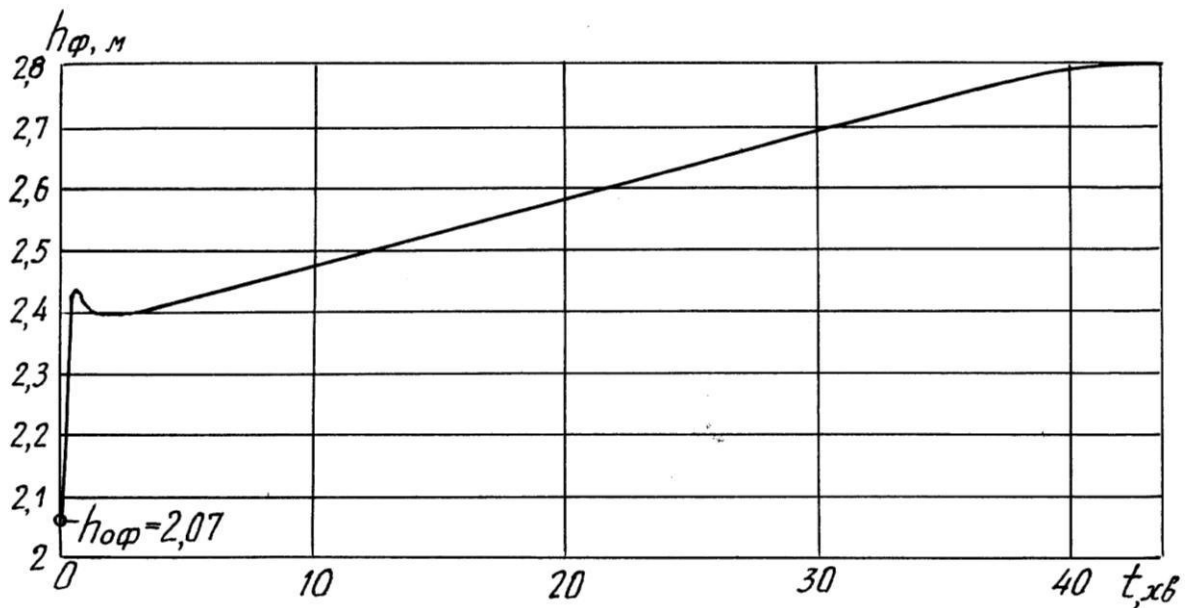


Рис.2.6. До прикладу 2.2. Графік зміни глибини води в кінці каналу $h_\phi = \text{м}$

З графіка рис.2.6 бачимо, що через час $t = 43,5 \text{ с}$ глибина води в створі $\phi - \phi$ без урахування вторинних хвиль на осі та на укосах каналу $h_\phi = 2,80 \text{ м}$.

Для визначення висоти вторинних хвиль на осі та на укосах каналу скористаємось залежностями (2.25) – (2.34), та графіками рис.2.4.

Використовуючи формули (2.31) – (2.33), визначаємо:

$$B_{\phi 0} = b_\phi + 2mh_{0\phi} = 4 + 2 \cdot 3 \cdot 2,07 = 16,42 \text{ м} ;$$

$$\omega_{\phi 0} = \epsilon_\phi + mh_{0\phi} \dot{h}_{0\phi} = 4 + 3 \cdot 2,07 \cdot 2,07 = 21,13 \text{ м}^2 ;$$

$$V_\phi = Q_0 / \omega_{\phi 0} = 16 / 21,13 = 0,757 \text{ м/с} .$$

Для визначення висоти зворотної позитивної хвилі у створі $\phi - \phi$ викорис-таємо рівняння (2.30)

$$\left(\sqrt{9,81 \left(\frac{21,31}{16,42 + 3 \cdot h_{x\phi}} + \frac{3}{2} h_{x\phi} \right)} - 0,757 \right) \times (6,42 + 3 \cdot h_{x\phi}) h_{x\phi} = 16 \text{ м}^3/\text{с} .$$

З останнього рівняння, способом наближень, визначаємо висоту зворотної позитивної хвилі $h_{x\phi} = 0,282 \text{ м}$.

За формулою (2.29) знаходимо глибину води на осі каналу у створі $\phi - \phi$ при середній висоті хвилі

$$h_\phi = 2,07 + 0,282 = 2,35 \text{ м} .$$

Знаходимо відносну глибину $\eta = h_\phi / h_{0\phi} = 2,35 / 2,07 = 1,13$ і відносну ширину дна каналу $\beta = b / h_\phi = 4 / 2,35 = 1,70$.

За графіком рис.2.4,*а* висота відносної вторинної хвилі на осі каналу $\zeta'_{oc} = 0,066$.

Висота вторинної хвилі на осі каналу за формулою (2.26) дорівнює

$$\zeta_0 = 0,066 \cdot 2,07 = 0,13 \text{ м.}$$

За графіком рис.2.4,*б* висота відносної вторинної хвилі на укосах каналу $\zeta'_y = 0,102$. Висота вторинних хвиль на укосах каналу за формулою (2.28) дорівнює

$$\zeta_y = 0,102 \cdot 2,07 = 0,21 \text{ м.}$$

Оскільки $\zeta_y > \zeta_0$, то максимальну глибину води в каналі у створі $\phi - \phi$ визначаємо за формулою (2.27), тобто

$$h_{y.max} = 2,80 + 0,21 = 3,01 \text{ м.}$$

Максимальну глибину води на початку каналу з урахуванням вторинних хвиль визначаємо за формулою (2.34), де

$$h_{\phi.max} = h_{\phi} + \zeta_0 = 2,80 + 0,13 = 2,93 \text{ м.}$$

Тоді

$$h_{a.max} = 2,93 - 0,0002 \cdot 4440 = 2,04 \text{ м.}$$

Сухий запас каналу визначаємо за табл.1.2 $\Delta h = 0,3 \text{ м.}$

Тоді глибини каналу у створах $\phi - \phi$ і $a - a$ дорівнюють:

$$H_{\phi} = h_{\phi.max} + \Delta h = 3,01 + 0,3 = 3,31 \text{ м.};$$

$$H_a = h_{a.max} + \Delta h = 2,04 + 0,3 = 2,34 \text{ м.}$$

3. АВАНКАМЕРИ ТА ВОДОПРИЙМАЧІ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ

3.1. Конструктивні схеми гідротехнічних вузлів для забору та подачі води

В загальному випадку схема гідровузла та кількість елементів гідровузла залежить від його призначення (зрошення, осушення, водопостачання), рельєфу місцевості геологічних та гідрологічних умов, типу гідроенергетичного обладнання.

На рис.3.1 зображена загальна схема гідровузла насосної станції у випадку, коли воду забирають із природного джерела [18]

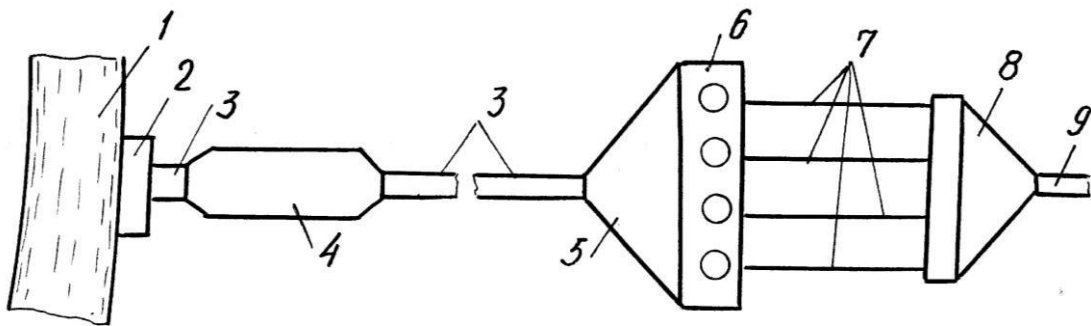


Рис.3.1. Загальна схема гідротехнічних вузлів при заборі води з природного джерела: 1 – джерело води (річка, озеро); 2 – водозабірна споруда; 3 – магістральний канал; 4 – відстійник; 5 – аванкамера; 6 – насосна станція; 7 – напірні трубопроводи; 8 – водовипуск ; 9 – відвідний канал

Залежно від призначення насосної станції, природних умов та якості води, що забирається із джерела, схема (рис.3.1) може бути спрощена. Наприклад, якщо мутність води не спричиняє замулення каналів 3, 9 і абразивного износу проточної частини насосів, то відстійник 4 непотрібний. У випадках, коли мутність води $\rho_M < 3$ г/л, діаметр завислих у воді частинок менше 0,2 мм (із них абразивних не більше 2% від загальної маси), то при добрих геологічних умовах насосну станцію можна наблизити до джерела води. Тоді відпадає необхідність у будівництві відстійника 4 і магістрального каналу 3.

У деяких випадках низьконапірних насосних станцій (напір ≤ 20 м) економічно вигідним може бути суміщення насосної станції з водовипуском тобто будуть відсутніми напірні зовнішні трубопроводи 7.

Якщо коливання рівнів води у джерелі водозабору перевищує 3...8 м, а берег відносно пологий, то гідровузол насосної станції може включати елементи, схема яких зображена на рис.3.2 [18].

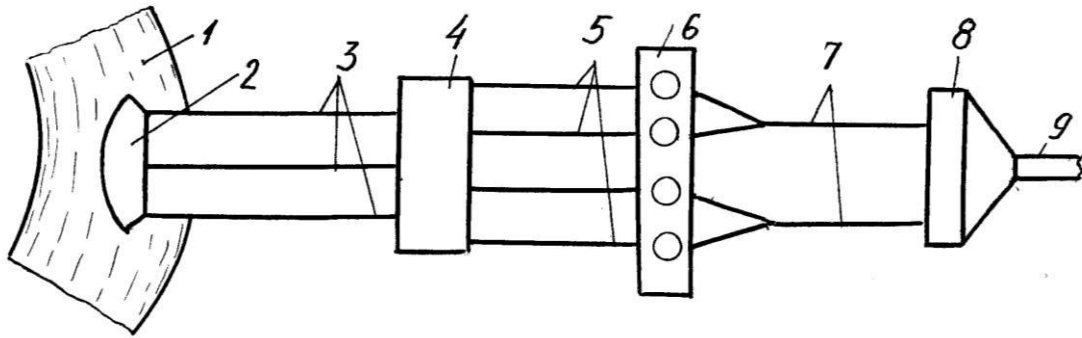


Рис.3.2. Схема гідровузла насосної станції при заборі води з джерела при значних коливаннях рівнів води у джерелі: 1 – джерело води; 2 – водозабірна споруда з самотічними трубами 3; 4 – береговий колодязь; 5 – всмоктувальні труби насосів; 6 – насосна станція; 7 – напірні зовнішні трубопроводи; 8 – водовипуск; 9 – відвідний канал

Значна кількість насосних станцій для перекачки води влаштовується на каналах. В таких випадках часто використовують схеми гідровузлів, зображених на рис.3.3.

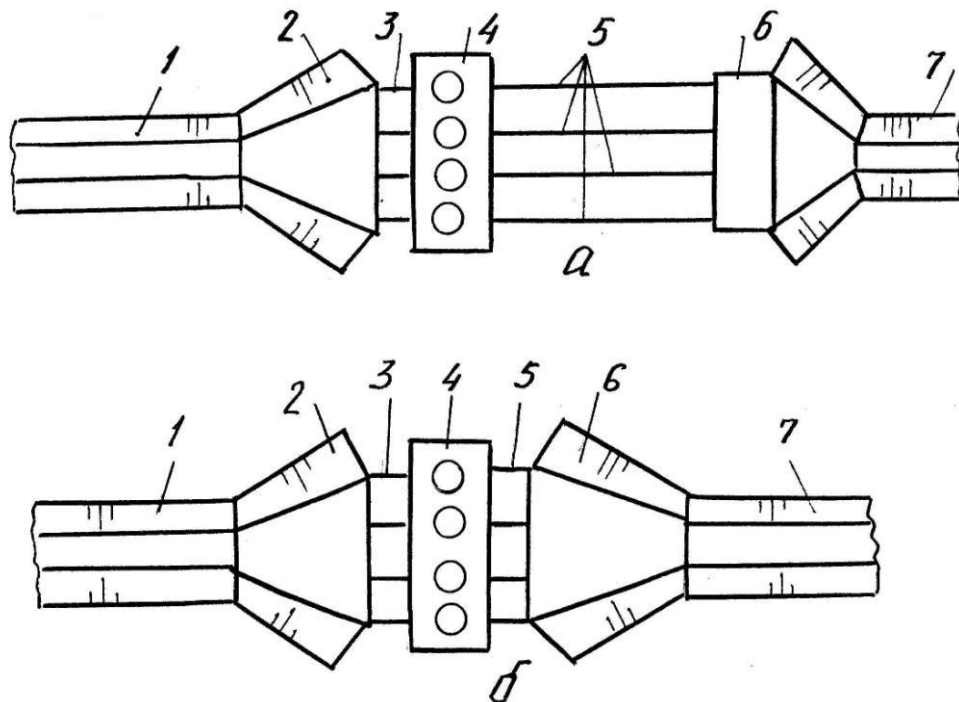


Рис.3.3. Схеми гідровузлів насосних станцій на каналах: а - споруда насосної станції суміщена з водоприймачем; б - споруда насосної станції суміщена з водовипуском; 1 – підвідний канал; 2 – аванкамера; 3 – водоприймач; 4 – споруда насосної станції; 5 – напірні зовнішні трубопроводи; 6 – водовипуск; 7 – відвідний канал

Схема, що зображена на рис.3.3, б використовується для низьконапірних насосних станцій.

Для подачі води в мережу трубопроводів напірних зрошувальних систем використовують насосні станції підкачки рис.3.4 [18].

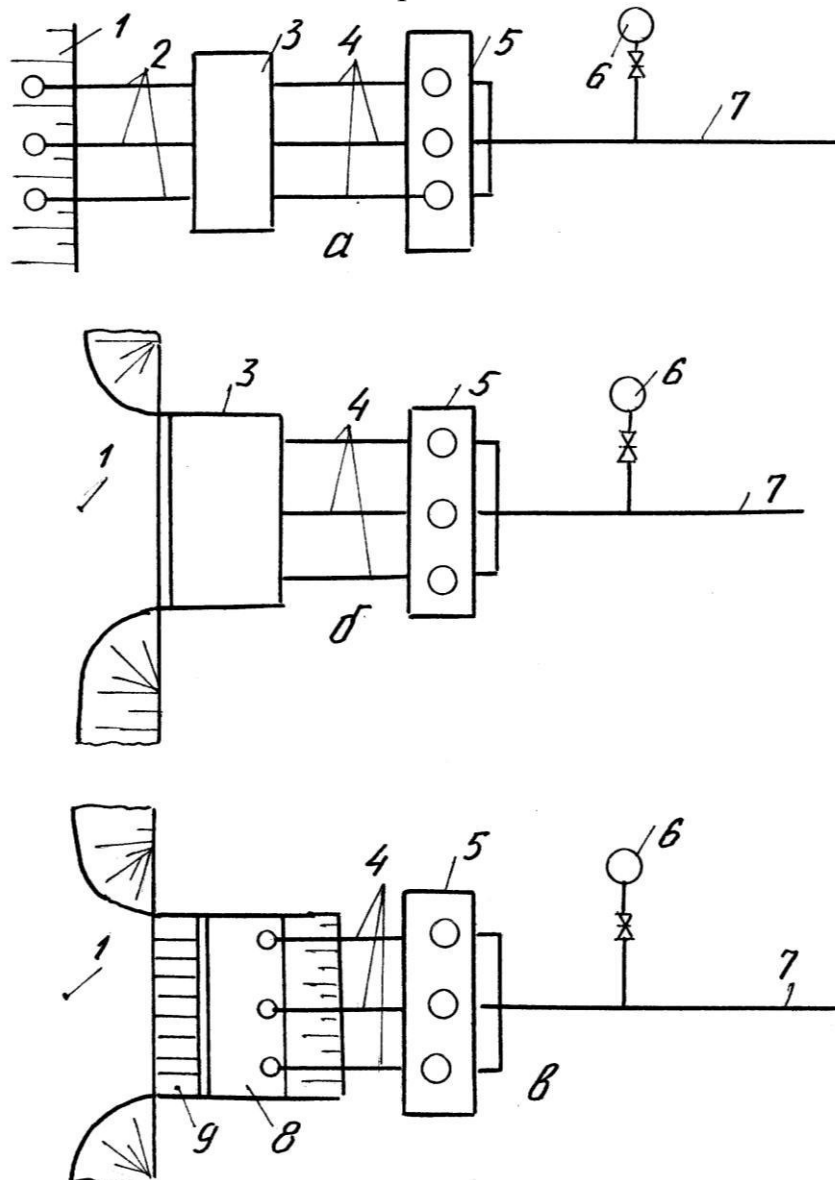


Рис.3.4. Схеми гідровузлів насосних станцій підкачки: 1 – канал; 2 – самотічні труби; 3 – береговий колодязь; 4 – всмоктувальні труби насосів; 5 – споруда насосної станції; 6 – водоповітряний резервуар; 7 – магістральний напірний трубопровід; 8 – аванкамера; 9 – решітка для утримання плаваючого сміття

Як бачимо зі схем, що зображені на рис.3.1 – 3.4, в значній кількості схем гідровузлів для забору та транспортування води входять такі споруди (елементи гідровузлів): канали, насосні станції, зовнішні безнапірні та напірні трубопроводи. У багатьох випадках частинами насосних станцій є аванкамери та водовипуски із насосних станцій.

3.2. Аванкамери насосних станцій

Аванкамера насосної станції – це кінцева частина підвідного каналу, ширина якого плавно збільшується (рис.3.5).

В аванкамері потік повинен розширитись у плані і глибині і без збійних течій надійти до водоприймача (рис.3.6).

В ідеальному випадку в кожній точці живого перерізу потоку, який надходить до всмоктувальних труб насосів, потрібно щоб швидкості були $u = \text{const}$ (рис.3.6). Проте, таких випадків не буває. До входів у всмоктувальні труби насосів (або до фронту водозабору) потік підходить з різними питомими витратами. Тому епюри швидкостей деформовані, а при роботі частини насосів, навіть сильно деформовані. Для поліпшення розтікання потоку в плані запропоновано ряд складних аванкамер [18], основні з яких зображені на рис.3.5.

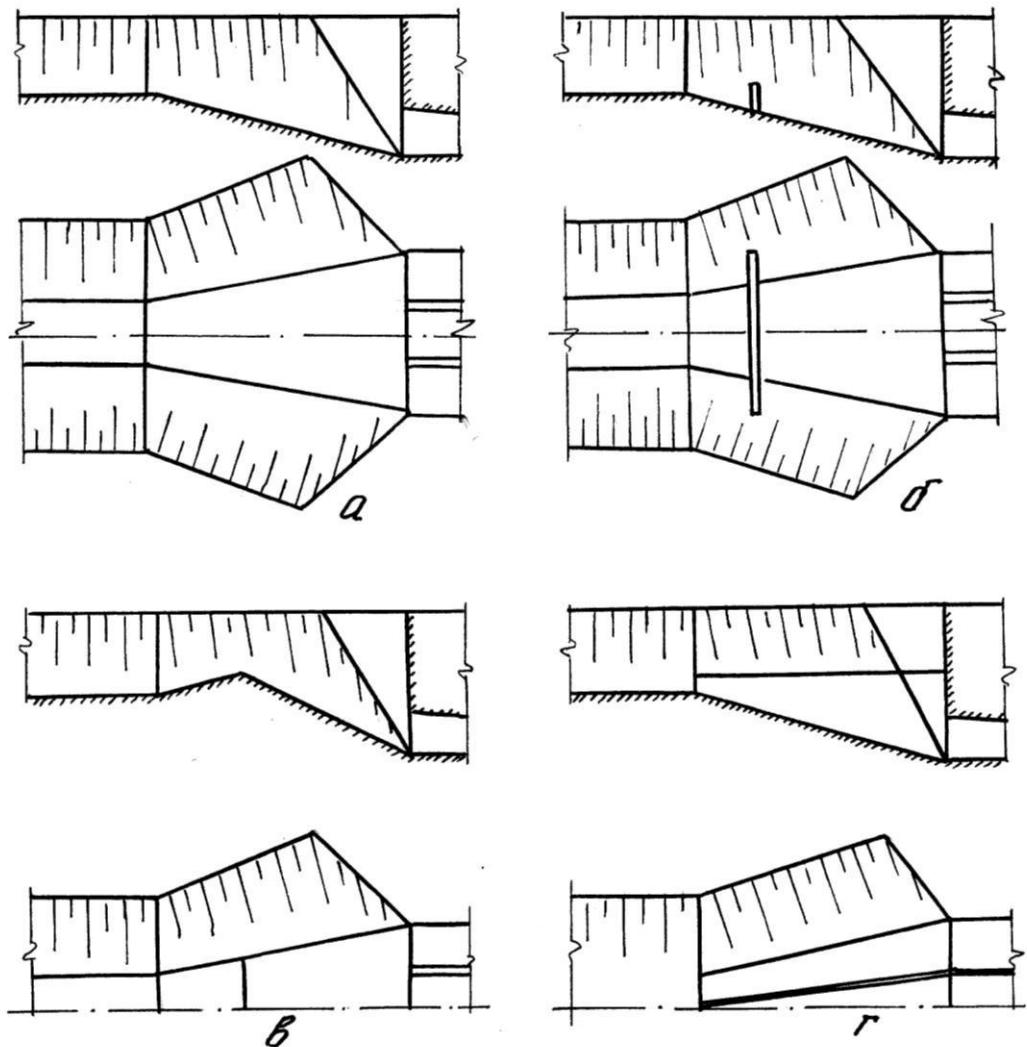


Рис. 3.5. Схеми аванкамер

Найбільш простими за конструкцією є аванкамери з прямим похилом дна з поперечними розподільними стінками (рис.3.5,б). Гідравлічне обґрунтування параметрів цієї аванкамери наведено в [12]. Конструктивне виконання аванкамери,

яка ефективно розширює потік у плані і забезпечує його беззбійне надходження до водоприймача або всмоктувальних труб насосів, зображено на рис.3.7.

Розглянемо гідравлічний розрахунок аванкамери (рис.3.6, 3.7). Призначаємо довжину аванкамери:

$$L_a = 3,1 \sqrt{h_\phi - h_k} \quad (3.1)$$

де h_ϕ - глибина води в кінці аванкамери перед фронтом водоприймача (див.рис.3.7); h_k - глибина води в каналі на початку аванкамери.

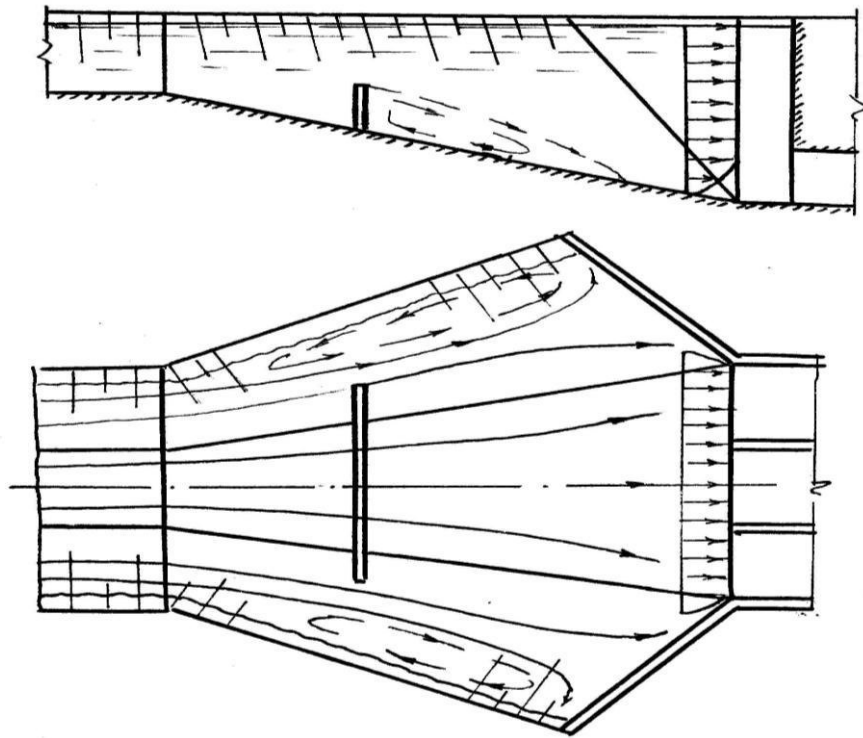


Рис.3.6. Схема розширення потоку в аванкамері з поперечною розподільною стінкою

Похил дна аванкамери

$$i_k = \frac{h_\phi - h_k}{L_a} \quad (3.2)$$

На дні аванкамери встановлюємо поперечну стінку на віддалі L_c від початку аванкамери

$$\frac{1}{3} L_a \leq L_c < 3 \sqrt{h_\phi - h_k} \quad (3.3)$$

Призначаємо центральний кут розширення аванкамери α

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{h_\phi - b_k}{2L_a} \quad (3.4)$$

Обчислюємо частину висоти поперечної стінки C_K (рис.3.7). Якщо центральний кут розширення аванкамери $\alpha = 30...40^\circ$, то

$$C_K = 0,10...0,20 \cdot h_K, \quad (3.5)$$

при $\alpha = 40...45^\circ$

$$C_K = 0,20...0,30 \cdot h_K, \quad (3.6)$$

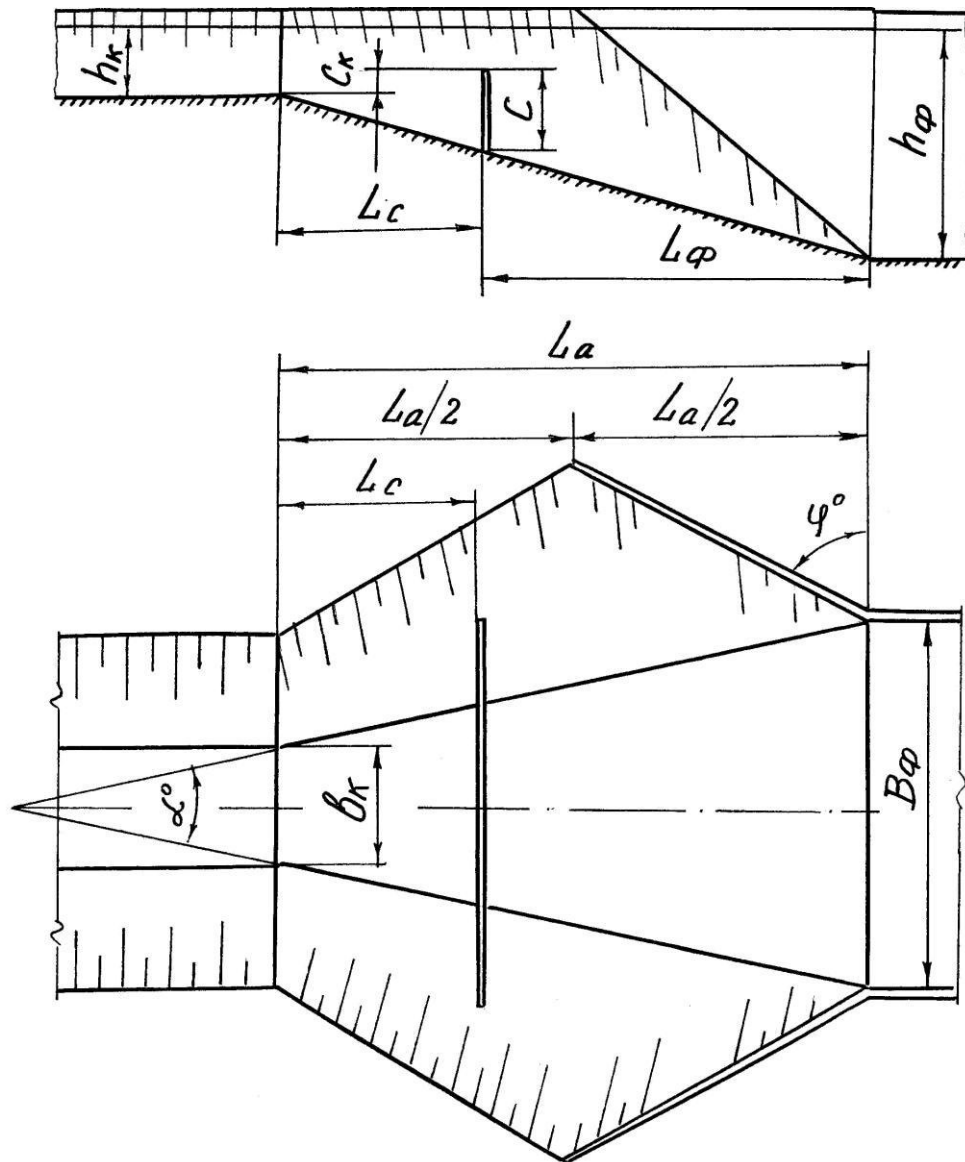


Рис.3.7. Схема аванкамери конфузорно-дифузорного типу

Повна висота поперечної стінки дорівнює

$$C = C_K + i_K \cdot L_C. \quad (3.7)$$

За поперечною стінкою утворюється донний водоворот. Тому довжина аванкамери L_a має бути достатньою для розміщення за поперечною стінкою водовороту на ділянці

$$L_\phi = L_a - L_c \geq L_B, \quad (3.8)$$

де L_B - довжина донного водовороту

$$L_B = 3 \left[1 + i_k (L_a - L_c) \right]. \quad (3.9)$$

Якщо умова (3.8) не виконується, то висоту поперечної стінки можна трохи зменшити, але так, щоб висота $C_k > 0$.

Зворотні стінки водозабору влаштовуються під кутом φ до фронту водозабору

$$\varphi_{max} < \varphi < \varphi_{min} = 45^\circ, \quad (3.10)$$

де φ_{max} - кут, що відповідає довжині зворотних стінок, які закінчуються у створі аванкамери, розміщеному на середині її довжини (див.рис.3.7).

Призначаючи величину кута φ , слід мати на увазі, що при збільшенні φ обсяг бетону для спорудження аванкамери зменшується. При цьому, вплив зворотних стінок з кутами φ_{min} і φ_{max} на формування епюр швидкостей перед фронтом водозабору, майже рівноцінний.

Зазначимо, що поперечна стінка (рис.3.6, 3.7) в аванкамері сприяє також затриманню завислих у воді органічних та мінеральних частинок, котрі пройшли через решітку на вході в аванкамеру.

3.3. Водоприймачі

Водоприймачі насосних станцій - це споруди (частини аванкамер), безпосередньо з яких вода поступає у всмоктувальні труби насосів. Деякі типи водоприймачів зображені на рис.3.8 – 3.10.

Метою гідравлічного розрахунку водоприймачів є визначення глибини води або відмітки рівня води, які забезпечують надійний забір води справними насосами.

Відмітка рівня води у водоприймачі $\sqrt{РВП}$ може відрізнятись від відмітки рівня води в аванкамері $\sqrt{РВА}$ (див.рис.3.11). Зумовлено це втратами та перетворенням механічної енергії потоку при його проходженні через штучні перешкоди, котрі є елементами або спорудами аванкамер та водоприймачів (решітки, стінки, бики, пази затворів та інше (див.рис.3.9-3.14).

Розглянемо розрахунок відміток поверхні води в аванкамері та водоприймачі.

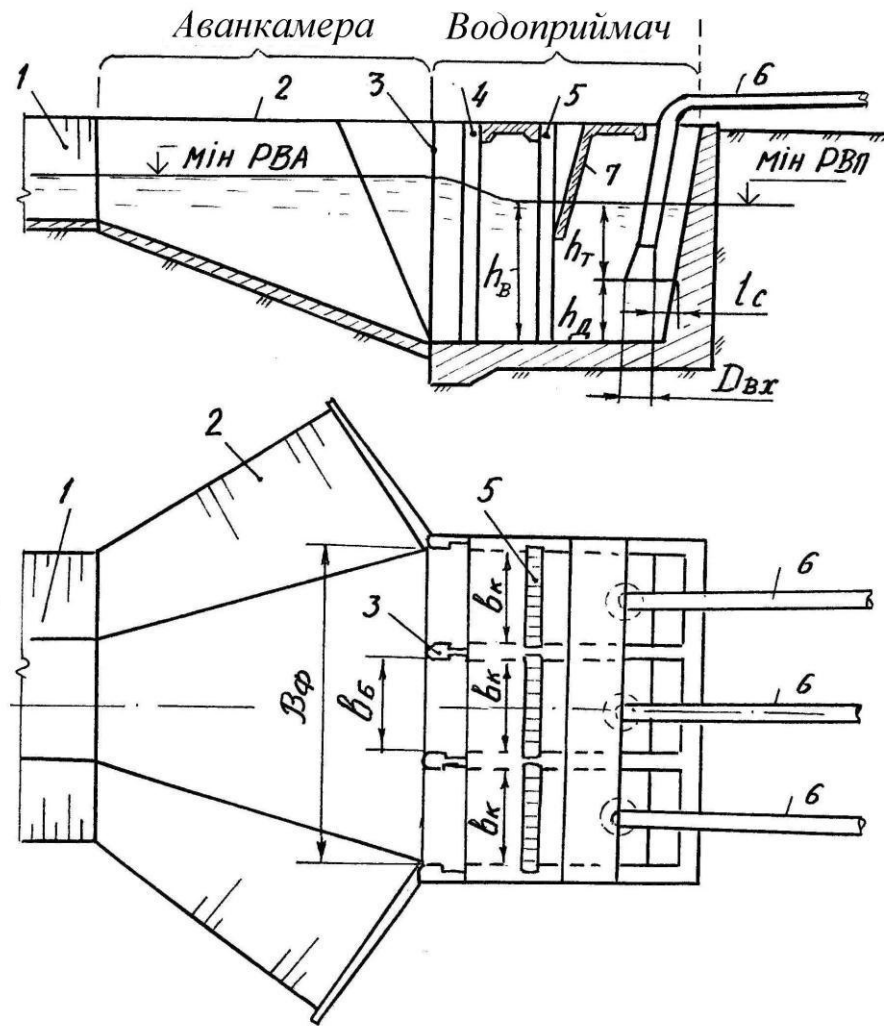


Рис.3.8. Водоприймач роздільного типу: 1 – підвідний канал; 2 - аванкамера; 3 – бики; 4 – пази для затворів; 5 – решітка для затримання сміття; 6 – всмоктувальні труби; 7 – забральна стінка

Згідно з рис.3.11 відмітка рівня води в аванкамері перед водоприймачем дорівнює

$$\sqrt{PBA} = \sqrt{PBK} - Z_{PШ} - Z_C, \quad (3.11)$$

де \sqrt{PBK} – відмітка рівня води у підвідному каналі перед решіткою для затримання плаваючого сміття; $Z_{PШ}$ – втрати напору при проходженні потоку через решітки

$$Z_{PШ} = \zeta_{PШ} V^2 / 2g, \quad (3.12)$$

де V – середня швидкість потоку перед решіткою, величина якої дорівнює $V = Q/\omega$, де Q – подача насосної станції; ω – площа живого перерізу потоку у тому місці, де встановлена решітка; $\zeta_{PШ}$ – коефіцієнт гідравлічних опорів решітки [21]

$$\zeta_{PII} = k \left(\frac{s}{s+b} \right)^{1,6} \left(8 + 2,3 \frac{l}{b} + \frac{b}{l} \right) \sin \alpha , \quad (3.13)$$

де α - кут нахилу решітки до горизонту (див.рис.3.9, 3.12); k - коефіцієнт, величина якого залежить від форми напірної грані стержнів решітки (рис.3.11); l, s - геометричні параметри стержнів решітки (рис.3.13); b - віддаль між стержнями

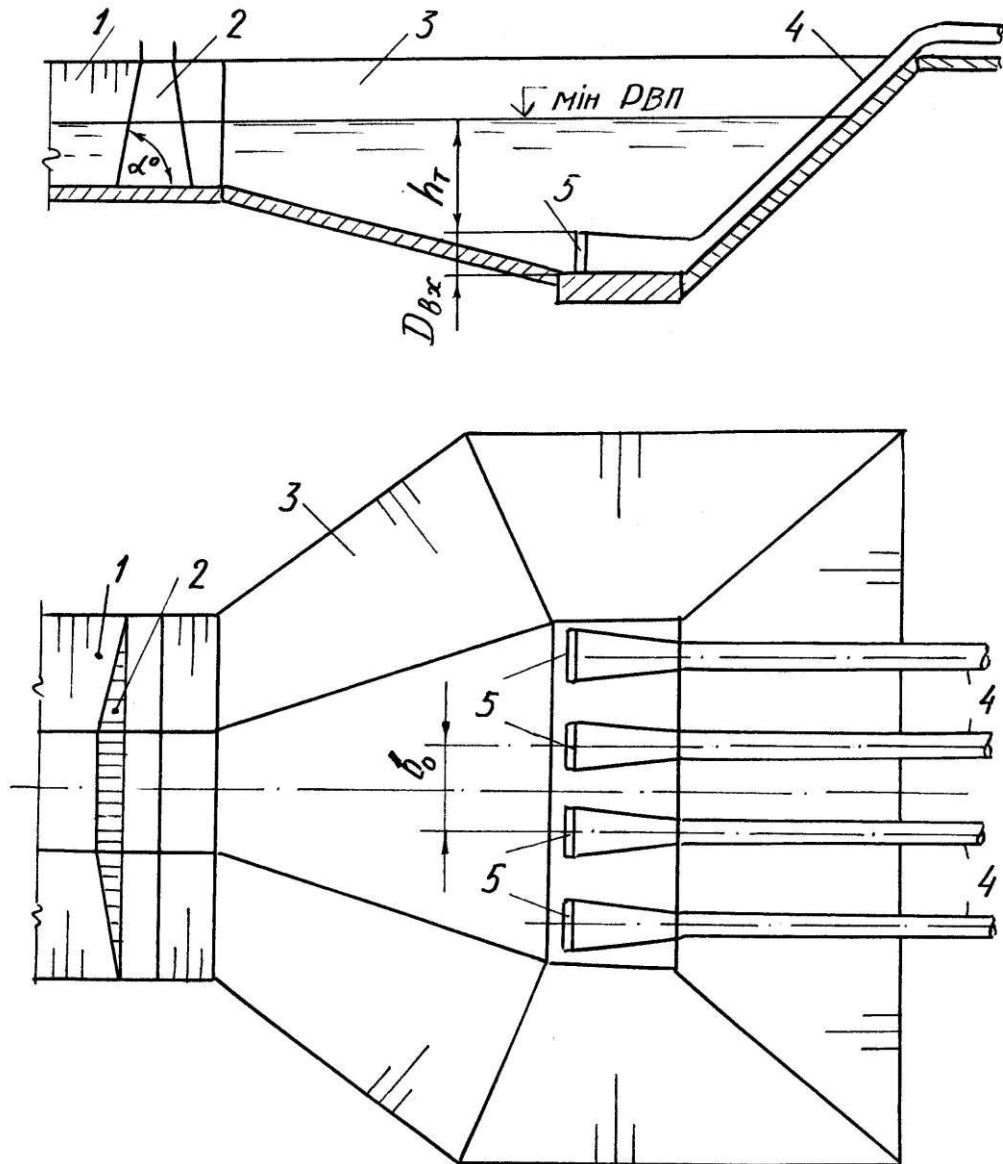


Рис.3.9. Водоприймач, суміщений з аванкамерою: 1 – підвідний канал; 2 – решітка для затримання сміття; 3 – аванкамера; 4 – всмоктувальні труби; 5 – решітки на вході у всмоктувальні труби

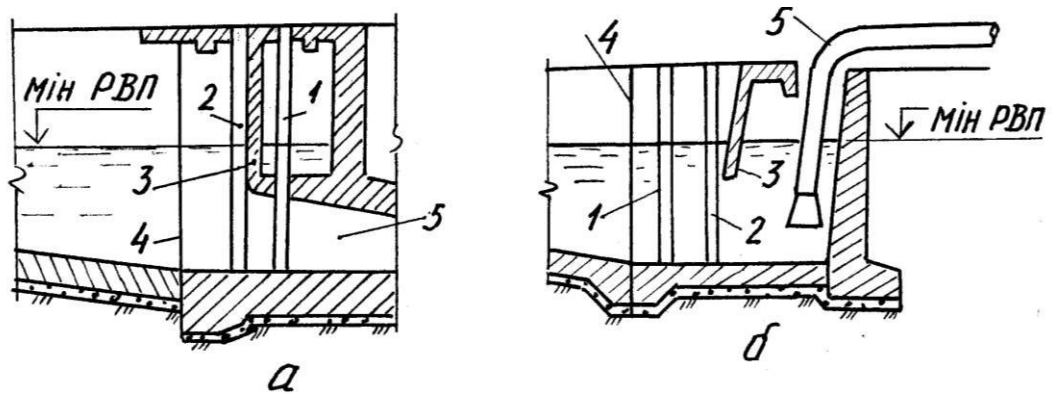


Рис.3.10. Водоприймачі насосних станцій: *а* - суміщений зі спорудою насосної станції; *б* - несуміщений зі спорудою насосної станції; 1 – паз для затвора; 2 – паз для сміттязатримуючої решітки; 3 – забральна стінка; 4 – бики; 5 – всмоктувальні труби

Гідравлічний перепад Z_c (рис.3.11) зумовлюється підпором потоку поперечною стінкою. Величина Z_c змінюється по ширині потоку. Наближено перепад Z_c можна обчислити за формулою [12]

$$Z_c = 0,8C + 0,15H - \sqrt{0,7 C + 0,2H} - \frac{0,3HC^2}{C + 0,2H}, \quad (3.14)$$

де

$$H = i_k L_c + h_k - Z_{PШ} - C, \quad (3.15)$$

де i_k - похил дна аванкамери; L_c , h_k , $Z_{PШ}$, C - параметри, котрі зображені на рис.3.11.

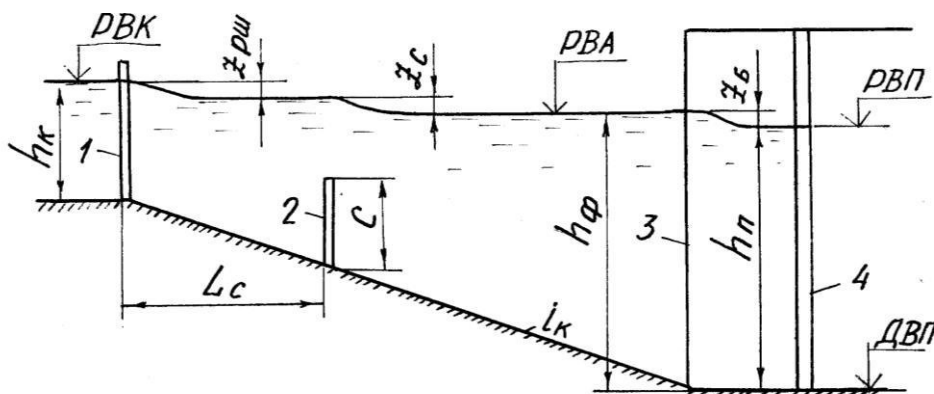


Рис. 3.11. Схема до розрахунку відміток поверхні води в аванкамері ($\sqrt{РВА}$) і водоприймачі ($\sqrt{РВП}$): 1 – решітка на вході у аванкамеру; 2 – поперечна стінка в аванкамері; 3 – бики водоприймача; 4 – пази у биках. Відмітка рівня води в аванкамері

Відмітка рівня води у водоприймачі

$$\sqrt{P_{ВП}} = \sqrt{P_{ВА}} - Z_B - Z_{\Pi} , \quad (3.16)$$

де Z_B - гідравлічний перепад, що зумовлений стисненням потоку бичками можна визначити за формулою [13]

$$Z_B = \frac{0,8}{g} \left(\frac{Q}{b_B h_{\Pi}} \right)^2 , \quad (3.17)$$

де h_{Π} - глибина води в межах бичків (рис.3.8, 3.11), м; b_B - ширина потоку між бичками (ширина прогонів рис.3.8), м; Q - максимальна подача одного насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; g - прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$.

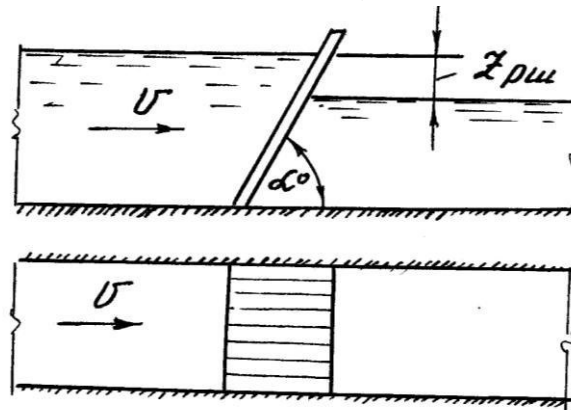


Рис.3.12. Схема розташування решітки відносно до потоку

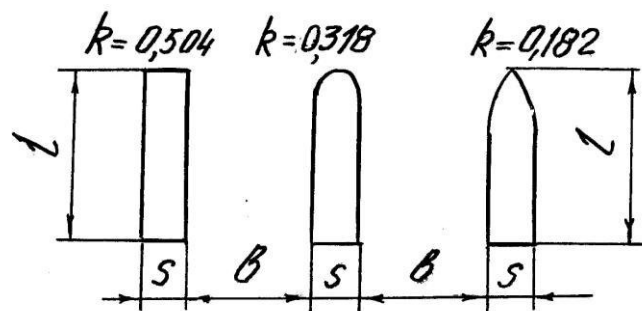


Рис.3.13. Форми стержнів решіток для затримання сміття

На рис.3.14 зображений вхід у всмоктувальні труби із забральною стінкою. У конструкції входу рис.3.14 затвори бажано влаштувати перед забральною стінкою. Якщо глибина води перед всмоктувальними трубами буде менше деякої критичної глибини, то перед всмоктувальними трубами можуть утворитись вертика-

льні вихрові воронки, через які повітря всмоктується у труби. Це явище вивчено недостатньо, але наближено його можна передбачити.

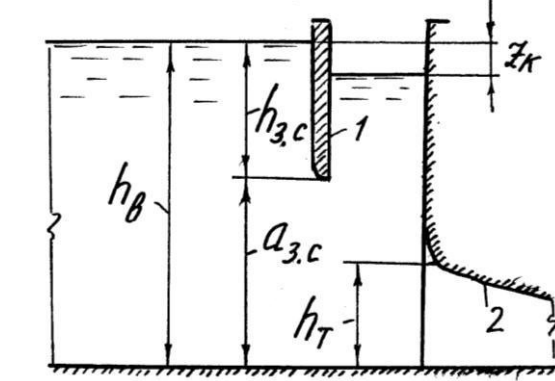


Рис.3.14. Схема входу: 1 – забральна стінка; 2 – всмоктувальна труба

Якщо перед всмоктувальними трубами влаштовується забральна стінка, то вихрових вертикальних воронок не буде за умови, що відносна глибина занурення забірної стінки $h_{3.c}/a_{3.c}$ (рис.3.14) буде не меншою, ніж відносна глибина [13, 18]

$$0,3 < \frac{h_{3.c}}{a_{3.c}} = \left(14 \frac{V}{\sqrt{a_{3.c} g}} - 0,96 \right), \quad (3.18)$$

а глибина води перед забірною стінкою

$$h_B \geq a_{3.c} \left(0,04 + 14 \frac{V}{\sqrt{a_{3.c} g}} \right), \quad (3.19)$$

де $V = Q_H / (\epsilon_k a_{3.c})$ – середня швидкість потоку, м/с; Q_H – максимальна подача насоса, м³/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

У разі, коли забірної стінки немає, то відносна глибина занурення верха входу всмоктувальної труби повинна бути [13, 18]

$$0,9 < \frac{h_B - h_T}{h_T} = 12,6 \frac{V}{\sqrt{g h_T}} - 1,33, \quad (3.20)$$

а глибина води перед входом в трубу

$$h_B \geq h_T \left(12,6 \frac{V}{\sqrt{g h_T}} - 0,33 \right), \quad (3.21)$$

де $V = Q_H / (\epsilon_k \cdot h_T)$ – середня швидкість потоку на вході у всмоктувальну трубу, м/с; Q_H – максимальна подача насоса, м³/с; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Залежності (3.18), (3.19) використовуються при $V/\sqrt{ga_{3.c}} = 0,09...0,14$, а залежності (3.20), (3.21) – при $V/\sqrt{gh_T} = 0,17...0,22$.

Нижній край забральної стінки повинен бути на такій глибині, щоб потік надходив до всмоктуючої труби плавно, тобто без утворення водоверті за забральною стінкою.

Взаємну ув'язку відмітки низа забральної стінки та відмітки верха входу всмоктуючої труби можна виконати за схемою рис.3.15.

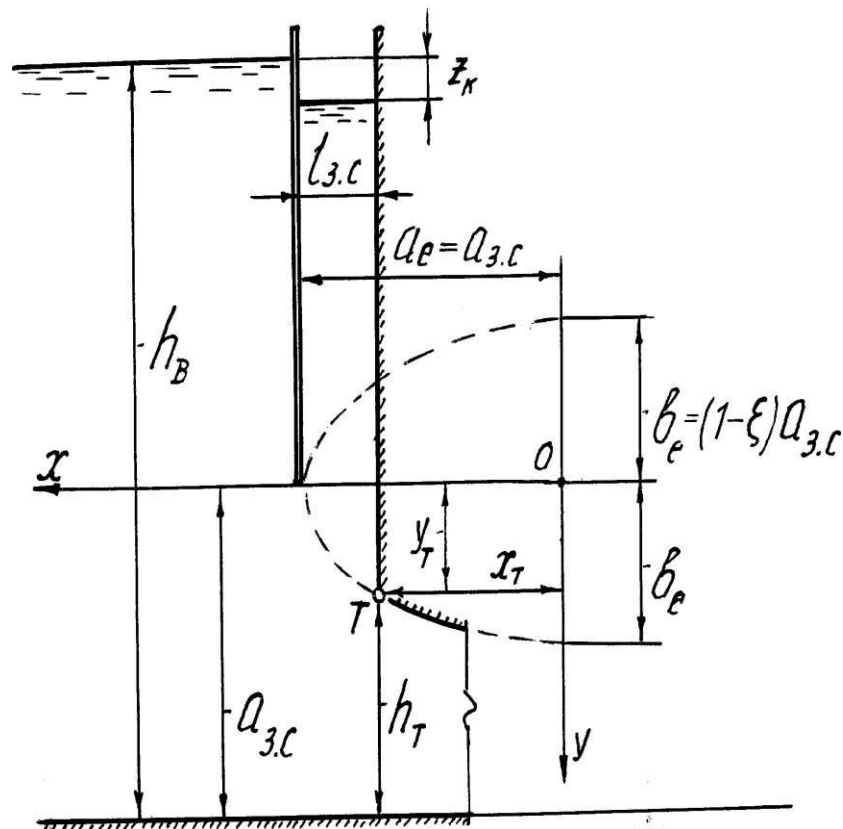


Рис.3.15. Схема розташування забральної стінки та входу всмоктуючої труби

На рис.3.15 позначення h_T - це висота входу всмоктуючої труби.

Для плавної безвідривної течії потоку від забральної стінки до всмоктуючої труби верх входу в трубу повинен починатись на еліптичній поверхні (точка T на рис.3.15).

Піввісі еліпса пропонуються такими:

більша піввісь

$$a_e = a_{3.c} ; \quad (3.22)$$

менша піввісь

$$b_e = (1 - \varepsilon) a_{3.c} , \quad (3.23)$$

де $\varepsilon = f(a_{3.C}/h_B)$ - коефіцієнт вертикального стиснення потоку за забральною стінкою, який можна визначити за графіком рис.3.16 [18].

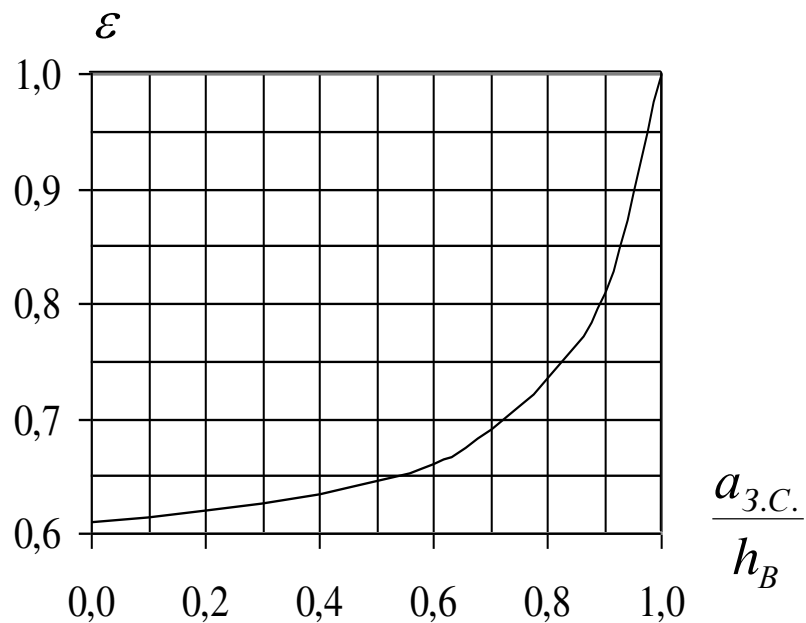


Рис.3.16. Графік $\varepsilon = f(a_{3.C}/h_B)$ для визначення коефіцієнта вертикального стиснення потоку за забральною стінкою

Координати точки T на кривій еліпса дорівнюють:

$$y_T = a_{3.C} - h_T, \quad (3.24)$$

$$x_T = \sqrt{a_{3.C}^2 - \left(\frac{a_{3.C} - h_T}{1 - \varepsilon} \right)^2}. \quad (3.25)$$

Забральна стінка розміщується на віддалі $l_{3.C}$ від входу у всмоктуючу трубу

$$l_{3.C} = a_{3.C} - x_T. \quad (3.26)$$

Гідравлічний перепад Z_K за забральною стінкою можна визначити за формулою

$$Z_K = \left(\frac{Q_H}{\mu b_K a_{3.C}} \right)^2 \frac{1}{2g}, \quad (3.27)$$

де μ - коефіцієнт витрати визначається за табл.3.1

Таблиця 3.1. Значення коефіцієнтів витрати μ в формулі (3.22)

$a_{3.C}/h_B$	μ	$a_{3.C}/h_B$	μ	$a_{3.C}/h_B$	μ
0,25	0,597	0,45	0,612	0,65	0,650
0,30	0,600	0,50	0,620	0,70	0,660
0,35	0,603	0,55	0,624	0,75	0,68
0,40	0,605	0,60	0,633	0,80	0,69

При заборі води всмоктуючими трубами з водоприймачів, що влаштовані за схемами рис.3.8, 3.9, 3.10,б, вертикальні вихрові воронки не утворюються, якщо глибина води у водоприймачі h_B буде [4]

$$h_B \geq d_T \sqrt{0,5 + 0,56 V_T^2}, \quad (3.28)$$

де d_T - внутрішній діаметр трубопроводу, м; $V_T = Q_H / \omega_T$ - середня швидкість потоку у всмоктуючій трубі $V_T = 0,75 \dots 2$ м/с.

Параметри камер водоприймачів (рис.3.8, 3.10,б) пропонуються призначити такими [4]:

$$D_{BX} = 0,25 \dots 1,5 d_T; \quad b_K = 1,5 D_{BX}; \quad h_D \geq 0,6 D_{BX}; \\ l_C \geq 0,4 D_{BX}; \quad h_T \geq 1,1 D_{BX}.$$

Довжина кожної камери водоприймача

$$L_K = 5 \dots 20 \frac{Q_H}{b_K h_B}, \quad (3.29)$$

де Q_H - максимальна подача насоса, м³/с; b_K і h_B - ширина камери і глибина води у водоприймачі, м.

При заборі води насосами з подачами $Q_H < 0,3$ м³/с водоприймачі можна влаштовувати за схемою рис.3.9. Тоді при швидкості у всмоктуючих трубах $V_T = 0,8 \dots 1$ м/с параметри водоприймачів пропонуються наступними [4]:

$$D_{BX} = 1,5 d_T; \quad b_0 = 0,4 \dots 0,8 D_{BX}; \quad h_T \geq 1,5 D_{BX}.$$

Найменша відмітка рівня води у водоприймачі буде

$$\sqrt{\min} P_{BII} = \sqrt{\min} P_{BK} - \sum Z_i, \quad (3.30)$$

де $\sqrt{\min} P_{BK}$ - відмітка мінімального рівня води у підвідному каналі перед решіткою або входом в аванкамеру, при якій можливий забір максимальних подач

Q_{\max} насосною станцією; Z_i - гідравлічні перепади та втрати напору, величину яких визначаємо за формулами (3.12), (3.14), (3.17), (3.22); відповідно до конструкції аванкамери, водоприймача і всмоктувальних труб насосів.

Приклад 3.1. Запроектувати аванкамеру і водоприймач для чотирьох насосів ОПВ 2-110. Максимальна подача насосної станції $Q = 17 \text{ м}^3/\text{с}$. Підвідний канал має параметри: ширина дна $b = 4 \text{ м}$, коефіцієнт закладення укосів $m = 3$; глибина води перед входом в аванкамеру $h_K = 1,75 \text{ м}$, глибина каналу на вході в аванкамеру $H_\phi = 3,17 \text{ м}$. Довжина каналу $L = 4440 \text{ м}$; похил дна $i = 0,0002$.

Кавітаційний запас насосів $\Delta h_{\text{ДОП}} = 12 \text{ м}$. Відмітка мінімального рівня джерела води $90,9 \text{ м}$. Температура води $t^0 = 20^\circ \text{C}$.

Перед входом в аванкамеру передбачити влаштування решітки для затримання сміття.

Водоприймач насосів запроектувати із забірною стінкою.

Розв'язання. Використовуючи формули (2.21) і (4.6), визначаємо глибину води перед всмоктувальними трубами h_B рис.3.17.

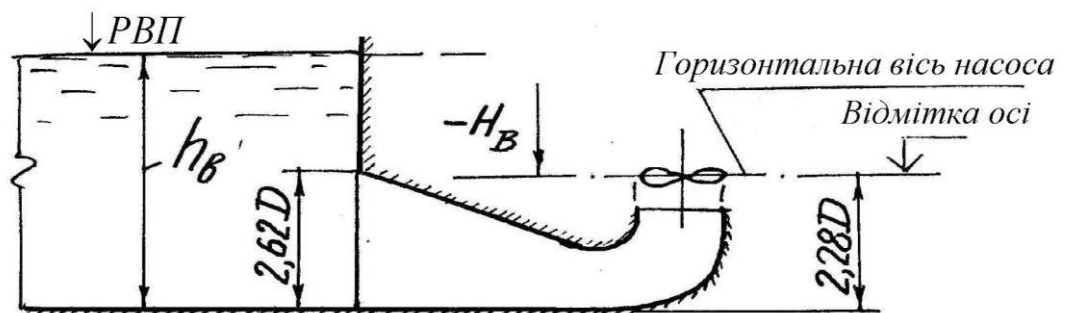


Рис.3.17. Схема до розрахунку глибини води h_B перед всмоктувальною трубою насоса ОПВ: ширина труби на вході $b_T = 2,5 D$, висота - $2,62 D$, D - діаметр робочого колеса насоса

За формулою (4.6) визначаємо допустиму висоту всмоктування

$$H_{\text{В.ДОП}} = \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{пар}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{ДОП}} - h_w,$$

де $p_{\text{ат}}/\rho g$ - обчислюємо за формулою (4.7) при $\sqrt{90,9 \text{ м}}$:

$$p_{\text{ат}}/\rho g = 10,3 - \frac{90,9}{900} = 10,2 \text{ м},$$

$p_{\text{пар}}$ - тиск насичених парів води при температурі 20^0 визначаємо за табл.4.1 звідки $p_{\text{пат}} / \rho g = 0,24 \text{ м}$; $h_w = 0$, тому що для крупних насосів типу ОПВ, ОВ, В величина $\Delta h_{\text{ДОП}}$ визначається виготовлювачами насосів разом із всмоктувальними трубами.

Тоді отримаємо

$$H_{\text{В.ДОП}} = 10,2 - 0,24 - 12 = -2,04 \text{ м.}$$

Отже, горизонтальну вісь насоса потрібно занурити під мінімальний рівень водоприймача на глибину $2,04 \text{ м}$. Враховуючи схему рис.3.15 глибина води перед входом у всмоктувальну трубу буде :

$$h_B = H_B + 2,28D = 2,04 + 2,28 \cdot 1,10 = 4,55 \text{ м.}$$

Визначаємо ширину фронту водозабору B_ϕ (рис.3.7)

$$B_\phi = nb_T + (n-1)\delta = 4 \cdot 2,75 + 3 \cdot 2 = 17 \text{ м,}$$

де $n = 4$ - кількість насосів; $b_T = 2,5D = 2,5 \cdot 1,1 = 2,75 \text{ м}$ - ширина всмоктувальної труби; $\delta = 2 \text{ м}$ - товщина биків.

Водоприймач проектуємо із забральною стінкою (рис.3.14).

Приймаємо глибину занурення забральної стінки $h_{3,C} = 1,2 \text{ м}$. Тоді віддаль від дна водоприймача до забральної стінки

$$a_{3,C} = h_B - h_{3,C} = 4,55 - 1,2 = 3,35 \text{ м.}$$

Обчислюємо середню швидкість потоку під забральною стінкою

$$V = Q_H / \omega_{3,C} = Q_H / (\pi a_{3,C}) = 4,25 / (\pi \cdot 3,35) = 0,52 \text{ м/с.}$$

За формулою (3.18) обчислюємо відношення

$$\frac{h_{3,C}}{a_{3,C}} = 14 \frac{0,52}{\sqrt{3,35 \cdot 9,81}} - 0,96 = 0,31.$$

За формулою (3.19) глибина води перед забральною стінкою

$$h_B = 3,35 \left(0,04 + 14 \frac{0,52}{\sqrt{3,35 \cdot 9,81}} \right) = 4,39 \text{ м.}$$

Виходячи з умови забезпечення кавітаційного запасу, глибина води $h_B = 4,55 \text{ м}$.

Отже, при глибині води перед забральною стінкою $h_B = 4,55 \text{ м}$ вихрових вертикальних воронок не буде.

За формулами (3.24) – (3.29) визначаємо координати верха входу всмоктувальної труби, та місце розташування забральної стінки відносно входу всмоктувальної труби:

$$y_T = a_{3,C} - h_T = a_{3,C} - 2,62 \cdot D = 3,35 - 2,62 \cdot 1,1 = 0,47 \text{ м.}$$

$$x_T = \sqrt{3,35^2 - \left(\frac{3,35 - 2,88}{1 - 0,705} \right)^2} = 2,94 \text{ м} .$$

$$l_{3,C} = 3,35 - 2,94 = 0,41 \text{ м} .$$

Гідравлічний перепад за забральною стінкою визначаємо за формулою (3.27)

$$Z_K = \left(\frac{4,25}{0,677 \cdot 2,75 \cdot 3,35} \right)^2 / 19,62 = 0,02 \text{ м} .$$

Визначаємо глибину води між биками h_{II} (див.рис.3.11) :

$$h_{II} = h_B + Z_K = 4,55 + 0,02 = 4,57 \text{ м} .$$

За формулою (3.17) обчислюємо гідравлічний перепад:

$$Z_B = \frac{0,8}{9,81} \left(\frac{4,25}{2,75 \cdot 4,57} \right)^2 = 0,01 \text{ м} .$$

Знаходимо глибину води перед водоприймачем

$$h_{\phi} = h_{II} + Z_B = 4,57 + 0,01 = 4,58 \text{ м} .$$

За формулою (3.1) призначаємо довжину аванкамери

$$L_a = 3,1 \cdot 4,58 - 1,75 = 22,97 \text{ м} .$$

Приймаємо довжину аванкамери $L_a = 21 \text{ м}$, а на довжині $2,9 \text{ м}$ установлюємо бики, у межах яких буде забральна стінка, затвори і службовий місток.

За формулою (3.2) визначаємо похил дна аванкамери

$$L_K = 4,58 - 1,75 = 2,83 \text{ м} .$$

На дні аванкамери встановлюємо поперечну стінку на віддалі L_C від початку аванкамери

$$L_C = \frac{1}{3} L_a = 21/3 = 7 \text{ м} .$$

За формулою (3.4) обчислюємо центральний кут розширення аванкамери (рис.3.7)

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{17 - 4}{2 \cdot 21} = 0,3095 ; \quad \alpha = 34,4^\circ .$$

Використовуючи формули (3.5) і (3.7), визначаємо висоту поперечної стінки

$$C = 0,10 \cdot h_K + i_K \cdot L_C = 0,1 \cdot 1,75 + 0,135 \cdot 7 = 1,12 \text{ м} .$$

За формулами (3.8) і (3.9) перевіряємо умову достатньої довжини аванкамери

$$L_B = 3 [1,12 + 0,135 (1 - 7)] = 9,09 \text{ м} ,$$

$$L_{\phi} = L_a - L_C = 21 - 7 = 14 \text{ м} .$$

Отже, $L_B < L_{\phi}$ і довжина аванкамери є достатньою.

Зворотні стінки аванкамери направляємо під кутом φ у відповідності з формулою (3.10).

За формулою (3.14) визначаємо гідравлічний перепад Z_C , що утворений поперечною стінкою

$$Z_C = 0,80 \cdot 1,12 + 0,15 \cdot 1,545 - \sqrt{0,7 \cdot 1,12 + 0,2 \cdot 1,545} - \frac{0,3 \cdot 1,545 \cdot 1,12^2}{1,12 + 0,2 \cdot 1,545} = 0,10 \text{ м}.$$

Для затримання плаваючого сміття на початку аванкамери встановлюємо решітку, схема якої зображена на рис.3.12, 3.13 під кутом $\alpha = 75^0$ з параметрами $s = 1,5 \text{ см}$; $l = 3 \text{ см}$; $b = 2 \text{ см}$. Напірна грань стержнів загострена, тому коефіцієнт $k = 0,182$ (див.рис.3.13).

Визначаємо швидкість потоку перед решіткою

$$V = Q/\omega = 17 / [4 + 3 \cdot 1,75] \cdot 1,75 = 1,04 \text{ м/с}.$$

За формулами (3.12), (3.13) визначаємо гідравлічний перепад

$$Z_{pш} = 0,182 \left(\frac{1,5}{1,5 + 2} \right)^{1,6} \cdot \left(8 + 2,3 \frac{3}{2} + 2,4 \frac{2}{3} \right) \sin 75^0 \cdot \frac{1,04^2}{19,62} = 0,03 \text{ м}.$$

Обчислюємо відмітку рівня води в каналі перед решіткою

$$\sqrt{\text{РВК}} = \sqrt{\text{РВД}} - (i \cdot L + h_{ПК} - h_K),$$

де $\sqrt{\text{РВД}} = 90,9 \text{ м}$ - відмітка рівня води джерела, з якого забирається вода; $i = 0,0002$ - похил дна підвідного каналу; $L = 4440 \text{ м}$ - довжина підвідного каналу; $h_{ПК}$, h_K - глибина води, відповідно, на початку та в кінці підвідного каналу ($h_{ПК} = 1,74 \text{ м}$; $h_K = 1,75 \text{ м}$).

Тоді отримаємо

$$\sqrt{\text{РВК}} = 90,9 - 0,0002 \cdot 4440 + 1,74 - 1,75 = 89,55 \text{ м}.$$

За формулою (3.30) визначаємо відмітку рівня води у водоприймачі за забірною стінкою. Приймаємо $\sqrt{\text{РВК}} = 89,55 \text{ м}$ і отримуємо :

$$\sqrt{\text{РВП}} = \sqrt{\text{РВК}} - Z_{pш} - Z_C - Z_B - Z_K = 89,55 - 0,03 - 0,10 - 0,01 - 0,02 = 89,39 \text{ м}.$$

Якщо забральної стінки немає, то $Z_K = 0$.

Визначаємо відмітку горизонтальної осі насосів (див.рис.3.15)

$$\sqrt{\text{осі}} = \sqrt{\text{РВП}} - |H_B| ,$$

де H_B - уточнюємо за формулами (4.6), (4.7) при відмітці рівня води 89,39 м:

$$H_B = 10,3 - \frac{89,39}{900} - 0,24 - 12 = -2,04 \text{ м.}$$

Отже, відмітка горизонтальної осі насосів дорівнює

$$\sqrt{\text{осі}} = 89,39 - 2,04 = 87,35 \text{ м.}$$

Відмітка дна водоприймача (див.рис.3.11)

$$\sqrt{\text{ДВП}} = \sqrt{\text{РВП}} - h_{II} - Z_K = 89,39 - 4,57 - 0,02 = 84,8 \text{ м.}$$

4. ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ НАПІРНОГО ТРАКТУ НАСОСІВ

4.1. Допустима висота всмоктування. Кавітаційний запас

На рис.4.1 зображена схема подачі води відцентровим насосом, в якого відмітка осі робочого колеса розташована вище відмітки поверхні води у водоприймачі.

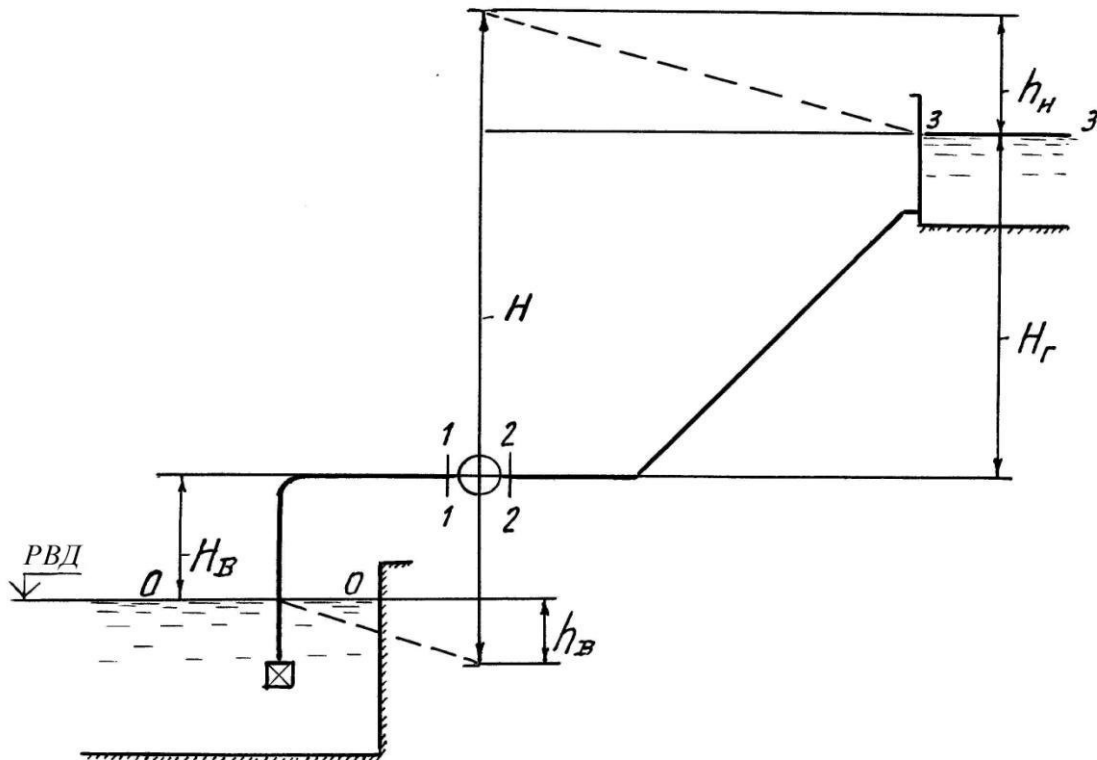


Рис. 4.1. Схема до визначення напору насоса

Для забезпечення безкавітаційної роботи насоса геометрична висота всмоктування H_B повинна задовольняти умові

$$H_B \leq H_{B.доп} , \quad (4.1)$$

де $H_{B.доп}$ - допустима висота всмоктування

$$H_{B.доп} = h_{доп}^{бак} - \frac{V_B^2}{2g} - h_{wb} - \Delta H_a - H_{пр} , \quad (4.2)$$

де V_B - середня швидкість потоку у всмоктувальному трубопроводі; h_{wb} - втрати напору у всмоктувальному трубопроводі; $h_{доп}^{бак}$ - допустима вакуумметрична висота всмоктування при атмосферному тиску $H_a = 10,3 \text{ м.вод.ст.}$ і температурі води $t = 0^\circ \text{C}$;

ΔH_a - поправка, що враховує відмітку поверхні води джерела

$$\Delta H_a = \frac{\sqrt{PВД}}{900}, \quad (4.3)$$

де $\sqrt{PВД}$ - відмітка поверхні води джерела, м (при $\sqrt{PВД}=0$ $H_a = 10,3$ м);

$H_{пр}$ - величина тиску насиченої пари, м.вод.стовпа

$$H_{пр} = \frac{P_{пар}}{\rho g}, \quad (4.4)$$

$P_{пар}$ - тиск насиченої пари води визначається за тібл.4.1.

Таблиця 4.1. Значення $H_{пр}$ залежно від температури води

t^0C	0	5	10	15	20
$H_{пр}, м$	0,06	0,09	0,12	0,17	0,24
t^0C	25	30	35	40	50
$H_{пр}, м$	0,33	0,43	0,56	0,75	1,26

Якщо $h_{доп}^{бак}$ завод, що виготовлює насоси дає при температурі води $t = 20^0C$, то в залежність (4.2) замість величини $H_{пр}$ потрібно підставляти поправку

$$\Delta H_{пр} = H_{пр, t > 20^0C} - H_{пр, t = 20^0C}, \quad (4.5)$$

Значення $\Delta H_{пр}$ наведені в табл.4.2. Якщо $t = 20^0C$, то $\Delta H_{пр} = 0$.

Таблиця 4.2. Значення поправок $\Delta H_{пр}$ тиску насиченої пари води залежно від температури

t^0C	25	30	35	40	50
$\Delta H_{пр}, м$	0,09	0,19	0,32	0,51	1,02

Для забезпечення безкавітаційної роботи насосів геометричну висоту всмоктування визначають з урахуванням кавітаційного запасу

$$H_{в.доп} = H_a - H_{пр} - \Delta h_{доп} - h_{wb}, \quad (4.6)$$

де H_a - атмосферний тиск на поверхні джерела, з якого забирається вода, м

$$H_a = 10,3 - \frac{\sqrt{PВД}}{900}, \quad (4.7)$$

$\sqrt{PВД}$ – відмітка поверхні води джерела, м;

$H_{пр}$ - напір насиченої пари, що обчислюється за формулою (4.4);

h_{WB} - втрата напору у всмоктувальному трубопроводі;

$\Delta h_{доп}$ - допустимий кавітаційний запас, який можна визначити за формулою [4]

$$\Delta h_{доп} = \varphi_3 10 \sqrt[4]{Q/C_S}, \quad (4.8)$$

де $\varphi_3 = 1,1 \dots 1,5$ - коефіцієнт запасу; n - частота обертів робочого колеса, об/хв; Q - подача насоса, $м^3/с$; C_S - постійна яка залежить від коефіцієнта швидкохідності насоса [4]

$$n_S = 3,65 \cdot n \sqrt{Q/H^{3/4}}, \quad (4.9)$$

де H - напір, м; n - частота обертів, об/хв; Q - подача насоса, $м^3/с$.

Постійну C_S можна визначити за табл.4.3.

Таблиця 4.3. Значення постійної C_S в формулі (4.9) [4]

n_S	50 - 70	70 - 80	80 - 150	150 - 250
C_S	600 - 750	800	800 - 1000	1000 - 12000

Допустима геометрична висота всмоктування використовується для визначення відмітки осі насоса

$$\sqrt{осі} = \sqrt{мін PВД} + H_{В.доп}, \quad (4.10)$$

де $\sqrt{мін PВД}$ - відмітка мінімального рівня води джерела, наприклад, мінімального рівня в аванкамері або водоприймачі.

В табл.1,2 додатку наведені технічні характеристики відцентрових насосів типу *К, Д, ЦН* для зон максимальних значень коефіцієнтів корисної дії η_{max} .

На рис.5 – 26 додатку подані графіки технічних характеристик відцентрових та осьових насосів.

4.2. Розрахункові напори насосів і насосних станцій

Тип насоса залежить від призначення насосної станції та графіка водоподачі.

Розрахунковий напір насоса насосних станцій перекачки води визначається за формулою

$$H_p = H_{г.ср} + h_B + h_H , \quad (4.11)$$

де $H_{г.ср}$ - середньозважена геодезична висота піднімання води [7, 18]

$$H_{г.ср} = \frac{\sum Q_i H_{Гi} t_i}{\sum Q_i t_i} , \quad (4.12)$$

Q_i , $H_{Гi}$ - подачі та геодезичні висоти підняття води насосною станцією (насосом) упродовж періодів t_i , які приймаються у відповідності з графіком водоподачі та відміткам рівнів води у нижньому і верхньому б'єфах;

h_B , h_H - втрати напору, відповідно, у всмоктувальному і напірному трубопроводах.

Розрахунковий напір насосних станцій підкачки, що працюють на закриту зрошувальну мережу, визначають для максимальних подач насосів при самих не вигідних сполученнях роботи дощувальних машин. У цьому разі насоси повинні забезпечити мінімальний вільний напір для будь-якого гідранта мережі. Тоді розрахунковий напір насоса визначається за формулою

$$H_P = H_{p.min} = H_{Г} + H_{ДМ} + h_B + h_H + h_T , \quad (4.13)$$

де $H_{Г}$ - геодезична висота підняття води від джерела до гідранта;

$H_{ДМ}$ - мінімальний допустимий вільний напір в гідранті, необхідний для роботи дощувальної машини;

h_B , h_H - відповідно втрати напору у всмоктувальному і напірному трубопроводах насоса;

h_T - втрати напору по довжині трубопроводів до найбільш віддалених гідрантів.

Розрахунки величин h_B , h_H і h_T наведені в § 4.3 – 4.6.

При проектуванні насосних станцій перекачки визначають напори $H_{p.ср}$; $H_{p.min}$ і $H_{p.max}$.

Якщо вода забирається з водосховища, ріки (нижній б'єф), то $H_{г.ср}$ визначають для рівнів води, що відповідають 50 % - й забезпеченості.

У разі, коли забирають воду з каналу, то $H_{г.ср}$ залежить від глибини води в каналі.

Верхнім б'єфом зрошувальних насосних станцій перекачки може бути водосховище або канал.

Насосні станції підкачки, які мають підвідні та відвідні канали з однаковими поперечними перерізами, мають практично однакові геодезичні висоти $H_{Г}$ підняття води при різних подачах насосної станції.

4.3. Гідравлічні опори на ділянках всмоктувальних і напірних трубопроводів

У гідравлічних розрахунках всмоктувальних і напірних трубопроводів насосів потрібно враховувати втрати напору по довжині h_D і місцеві втрати напору h_M :

$$h_D = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} ; \quad (4.14)$$

$$h_M = \zeta_M \frac{V^2}{2g} , \quad (4.15)$$

де ζ_M - коефіцієнт місцевого гідравлічного опору

$$\zeta_M = f \Pi_M , \quad (4.16)$$

Π_M - параметр, що характеризує тип місцевого гідравлічного опору

λ - гідравлічний коефіцієнт тертя по довжині

$$\lambda = f \left(Re; \frac{\Delta_e}{d} \right) , \quad (4.17)$$

де Re - число Рейнольдса; Δ_e - еквівалентна шорсткість.

Кілька типів місцевих гідравлічних опорів, що зустрічаються при проектуванні всмоктувальних і напірних трубопроводів насосних станцій, наведені на рис.4.2, 4.3.

Наведено формули для визначення місцевих втрат напору та місцевих гідравлічних опорів ζ_M , що зображені на рис.4.2.

Раптове розширення трубопроводу

$$h_{p.p} = \zeta_{p.p} V_2^2 / 2g ; \quad (4.18)$$

$$\zeta_{p.p} = \left[1 - \left(d_2/d_1 \right)^2 \right] . \quad (4.19)$$

Раптове звуження трубопроводу

$$h_{p.z} = \zeta_{p.z} V_2^2 / 2g ; \quad (4.20)$$

$$\zeta_{p.z} = 0,5 \left(1 - \left(d_2^2/d_1^2 \right) \right) . \quad (4.21)$$

Дифузор – плавне розширення трубопроводу (рис.4.2,в) :

$$h_{\Pi.P} = \zeta_{\Pi.P} V_2^2 / 2g ; \quad (4.22)$$

$$\zeta_{\Pi.P} = k_{\Pi} \left(\frac{d_2^2}{d_1^2} - 1 \right)^2 + \frac{\lambda_{cp}}{8 \sin \alpha / 2} \left(\frac{d_2^4}{d_1^4} - 1 \right) , \quad (4.23)$$

де k_{II} - коефіцієнт зменшення опорів визначається за табл.4.4

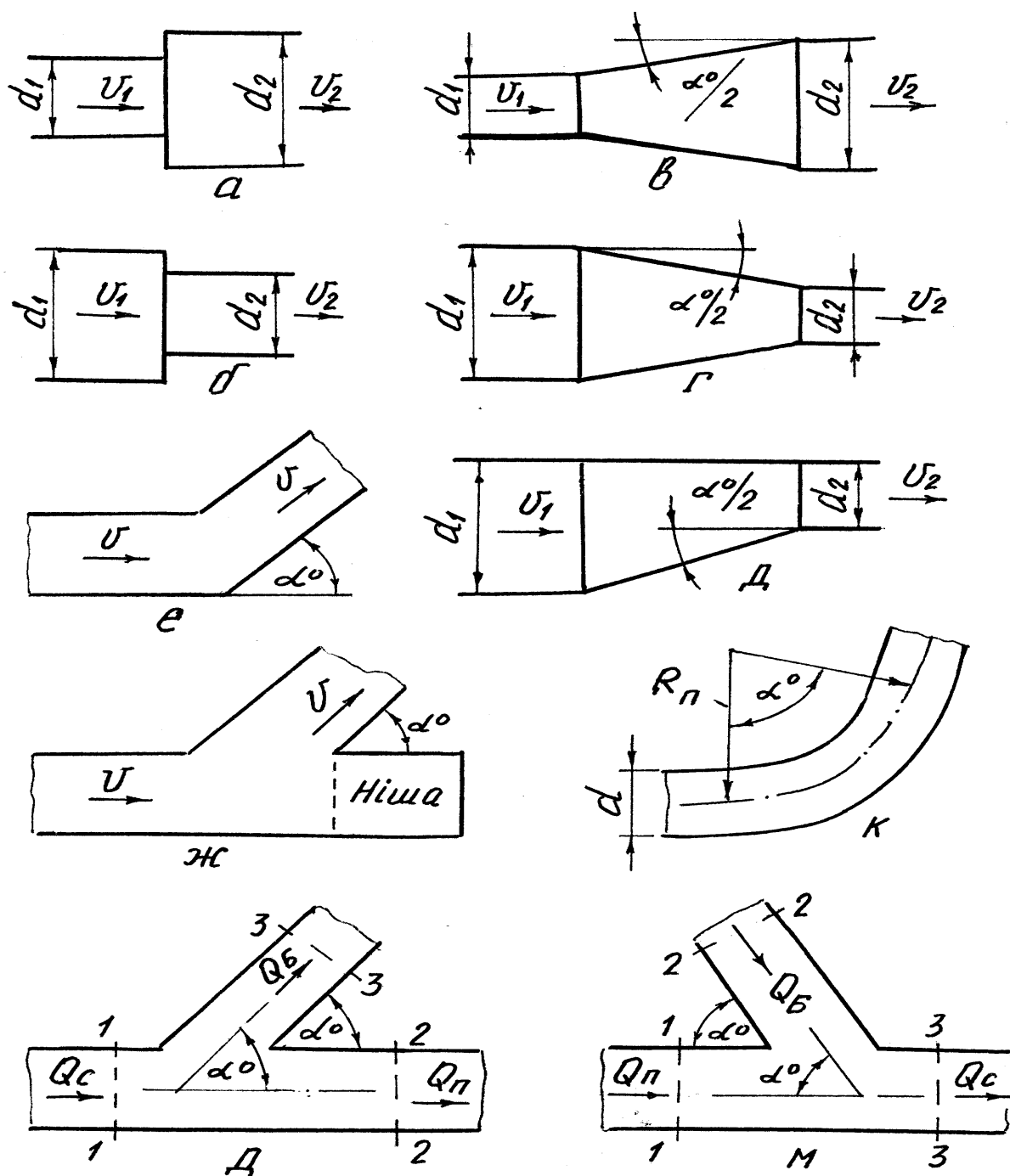


Рис.4.2. Схеми місцевих опорів: а – раптове розширення; б – раптове звуження; в – дифузор; г – конфузор; д – перехід; е, ж – різкий поворот; к – плавний поворот; л – роз'єднання потоку; м – з'єднання потоків

Таблиця 4.4. Значення коефіцієнта k_{II} в формулі (4.23)

α^0	2	4	6	8	10	12	15	20	25	30	40	45
k_{II}	0,02	0,05	0,1	0,14	0,16	0,22	0,3	0,42	0,62	0,72	0,85	1

Середнє значення відповідного коефіцієнта тертя на ділянці розширення у наближених розрахунках можна прийняти рівним 0,025...0,03.

Конфузор – плавне звуження трубопроводу (рис.4.2,г,д):

$$h_{II.P} = \zeta_{II.3} V_2^2 / 2g ; \quad (4.24)$$

$$\zeta_{II.3} = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right] + \frac{\lambda_{CP}}{8 \sin \alpha / 2} \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4 \right] , \quad (4.25)$$

де $\lambda_{CP} = 0,025...0,03$ - середнє значення гідравлічного коефіцієнта тертя λ на ділянці конфузора.

Різкий поворот труби без зміни середньої швидкості V (рис.4.2):

$$\zeta_{II.P} = 1,1 \left(1 - \cos \alpha \right) , \quad (4.26)$$

для повороту рис.4.2,ж :

$$\zeta_{P.II} = 1,2 \left(1 - \cos \alpha \right) . \quad (4.27)$$

Плавний поворот (відхилення) трубопроводу (рис.4.2,к)

$$\zeta_{II.II} = 2000 \lambda^{2,5} + 0,106 \left(d / R_{II} \right)^{2,5} \cdot f \left(\alpha \right) , \quad (4.28)$$

де $f \left(\alpha \right)$ визначається за табл.4.6

Таблиця 4.6. Значення функцій $f \left(\alpha \right)$ в формулі (4.28)

α^0	20	30	40	50	60	70	80
$f \left(\alpha \right)$	0,4	0,55	0,65	0,75	0,83	0,88	0,95
α^0	90	100	120	140	160	180	
$f \left(\alpha \right)$	1,0	1,05	1,13	1,2	1,27	1,33	

При з'єднанні потоку (рис.4.2,д) втрати напору між перерізами 1-1 і 2-2

$$h_{II} = \zeta_{II} V_C^2 / 2g , \quad (4.29)$$

де $V_C = Q_C / \omega_C$; $\zeta_{II} = 0,35 Z^2$; $Z = Q_B / Q_C$; Q_C - витрата до відгалуження; Q_B - витрата, що надходить у відгалуження.

Втрати напору між перерізами 1-1 і 3-3 (рис.4.2,д)

$$h_B = \zeta_B V_C^2 / 2g , \quad (4.30)$$

де

$$\zeta_B = k_B \left[1 + \frac{Q_B}{\Pi_B} - 2 \cos \alpha \right] \frac{Q_B}{\Pi_B}, \quad (4.31)$$

де $Z = Q_B/Q_C$; $\Pi_B = \omega_B/\omega_C$; ω_B ; ω_C - площі потоку в перерізах 1-1 і 3-3, відповідно. Якщо $\Pi_B \leq 0,35$ і $Z \geq 0,4$, то $k_B = 0,85$; у разі, коли $Z < 0,4$, то

$$k_B = 1,1 - 0,7Z, \quad (4.32)$$

коли $\Pi_B > 0,35$ і $Z > 0,6$, то $k_B = 0,6$, якщо $Z \leq 0,6$, то

$$k_B = 1 - 0,65Z. \quad (4.33)$$

При сполученні потоків за схемою рис.4.2,м втрати напору між перерізами 1-1 і 3-3

$$h_{СП} = \zeta_{СП} V_C^2 / 2g, \quad (4.34)$$

де $V_C = Q_C/\omega_C$ і

$$\zeta_{СП} = \left(1 - Z \right)^2 - \left(4 - Z \right)^2 \sin^2 \alpha - 2C_{II} Z \cos \alpha / \Pi_B, \quad (4.35)$$

де $Z = Q_B/Q_C$; $\Pi_B = \omega_B/\omega_C$; ω_B ; ω_C - площі потоку в перерізах 2-2 і 3-3, відповідно. Коефіцієнт $C_{II} = 0,5$ при $Z \leq 0,6$ і $\Pi_B > 0,35$, у решті випадків $C_{II} = 0,8Z$.

Втрати напору між перерізами 2-2 і 3-3

$$h_{Б.С} = \zeta_{Б.С} V_C^2 / 2g, \quad (4.36)$$

де $V_C = Q_C/\omega_C$, $\zeta_{Б.С}$ - коефіцієнт гідравлічних опорів між перерізами 2-2 і 3-3

$$\zeta_{Б.С} = k_C \left[\left(1 - Z \right)^2 - 1 + Z^2 \left(\frac{Q_B}{\Pi_B} - 2 \cos \alpha \right) \frac{Q_B}{\Pi_B} \right], \quad (4.37)$$

де $k_C = 1$ при $\Pi_B = 0,35$; $k_C = 0,55$ при $\Pi_B > 0,35$ і $Z \geq 0,4$; якщо $\Pi_B > 0,35$ і $Z < 0,4$, то

$$k_C = 0,9 \left(1 - Z \right). \quad (4.38)$$

При сполученні трубопроводів за схемою рис.4.3,а та умові, що $Q_{Б1} = Q_{Б2}$ втрати напору між перерізами 1-1 і 3-3 або між 2-2 і 3-3 визначають за формулою

$$h_C = \zeta_C V_{1;2}^2 / 2g, \quad (4.39)$$

де $V_1 = Q_{Б.1}/\omega_1$; $V_2 = Q_{Б.2}/\omega_2$; ω_1 , ω_2 - площі живих перерізів 1-1 і 2-2; ζ_C - коефіцієнт місцевих опорів

$$\zeta_C = A \cdot Z + B \left[1 + \left(1 - Z \right)^4 \right] CZ^2 - D, \quad (4.40)$$

де параметри A, B, C, D визначаються за табл.4.7

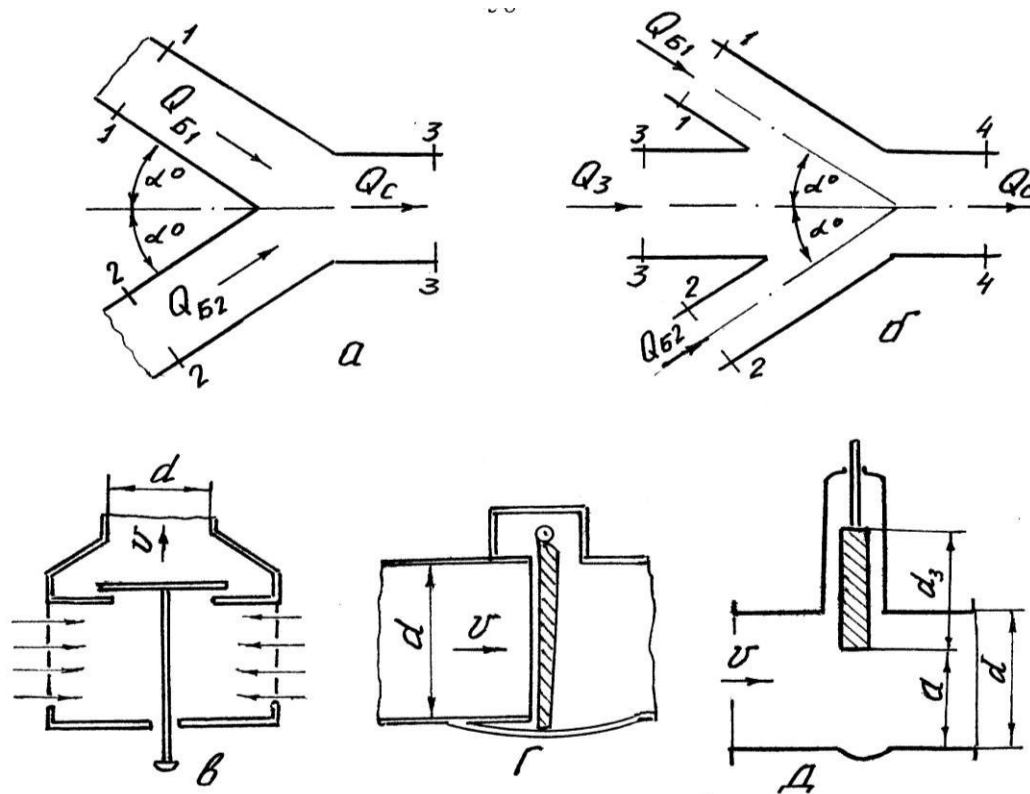


Рис.4.3. Схеми місцевих опорів: а,б – з'єднання потоків; в – всмоктувальний клапан з сіткою; г – зворотний клапан; д - засувка

Таблиця 4.7. Значення параметрів A, B, C, D в формулі (4.40) [2]

α^0	A	B	C	D
15	7,3	0,07	3,7	2,64
30	6,6	0,25	3,0	2,30
45	5,6	0,50	2,0	1,80

При сполученні трубопроводів за схемою рис.4.3,б та умові, що $\omega_3 = \omega_4$ втрати напору між перерізами 1-1 і 4-4 визначаються за формулою

$$h_{B1} = \zeta_{B1} \cdot V_C^2 / 2g, \quad (4.41)$$

де $V_C = Q_C / \omega_3 = Q_C / \omega_4$; ζ_{B1} - коефіцієнт місцевих опорів на ділянці (1-1) і (4-4)

$$\zeta_{B1} = 1 + \left(\frac{Q_1}{\Pi_1} \right)^2 - C \left(\frac{Q_1^2}{\Pi_1} \right) + Z_{B2}^2 \cdot 8 \frac{[Z_1 - (1 + Z_{B2})]}{4 - (1 + Z_{B2})} \cdot Z_1^2, \quad (4.42)$$

де $Z_1 = Q_{B1} / Q_C$; $Z_{B2} = Q_{B2} / Q_{B1}$; $\Pi_1 = \omega_1 / \omega_4$.

Якщо $Q_{B1} = Q_{B2}$ і $\omega_1 = \omega_2$, то втрати напору, на ділянці (2-2) – (4-4) дорівнюють втратам напору на ділянці (1-1) – (4-4).

У разі, коли $\omega_1 \neq \omega_2$ і $Q_{B1} \neq Q_{B2}$, то втрати напору між перерізами (2-2) і (4-4) обчислюють за формулою

$$h_{B2} = \zeta_{B2} V_C^2 / 2g, \quad (4.43)$$

де $V_C = Q_C / \omega_4$; ζ_{B2} - коефіцієнт місцевих опорів на ділянці (2-2) і (4-4)

$$\zeta_{B2} = 1 + \left(\frac{Q_2}{\Pi_2} \right)^2 - C \left(\frac{Q_2}{\Pi_2} \right)^2 \left(1 + Z_{B1}^2 \right) + 8 \frac{1 + Z_{B1}^2}{4 - \left(1 + Z_{B1}^2 \right)} \cdot Z_2^2, \quad (4.44)$$

де $Z_2 = Q_{B2} / Q_C$; $Z_{B1} = Q_{B1} / Q_{B2}$; $\Pi_2 = \omega_2 / \omega_4$.

Втрати напору між перерізами (3-3) і (4-4) дорівнюють

$$h_{IP} = \zeta_{IP} V_C^2 / 2g, \quad (4.45)$$

де

$$\zeta_{IP} = 1 + Z_3^2 - Z_3^2 \frac{1 + Z_3}{0,75 + 0,25 Z_3} - C \left(\frac{Z_3}{\Pi_1} \right)^2 \cdot \frac{1 + Z_{B2}^2}{\left(1 + Z_{B2}^2 \right)} \left(\frac{1}{Z_3} - 1 \right)^2, \quad (4.46)$$

де $Z_3 = Q_3 / Q_C$; $\Pi_1 = \omega_1 / \omega_4$; $Z_{B2} = Q_{B2} / Q_{B1}$.

У формулах (4.44) – (4.46) коефіцієнт $C = f(\alpha)$ дорівнює

α^0	15	30	45	60
C	1,93	1,73	1,42	1,0

Коефіцієнт гідравлічного опору зворотного клапана $\zeta_{3.K}$ (рис.4.3,г) та всмоктувального клапана з сіткою $\zeta_{B.C}$ рис.4.3,в можна визначити за табл.4.8

Таблиця 4.8. Значення місцевих гідравлічних опорів $\zeta_{3.K}$ $\zeta_{B.C}$ [7]

ζ	$d, \text{ мм}$				
	100	200	300	500	700
$\zeta_{3.K}$	7,0	4,7	3,7	2,5	1,6
$\zeta_{B.C}$	1,5	1,9	2,1	2,5	2,9

Коефіцієнти гідравлічного опору засувки $\zeta_{3.C}$ при їх повному відкритті $a/d = 1$ рис. 4.3,д визначаються за табл.4.9.

Таблиця 4.9. Значення гідравлічних опорів засувки при повному їх відкритті [7]

ζ_{3C} засувки		ζ_{3C} засувки паралельних при h/d		
Простих	Лудло	0,4	1,0	1,25
0,05	0,15	0,15	0,20	0,30

Значення гідравлічних опорів засувки при неповному відкритті наведені в табл.4.10

Таблиця 4.10. Значення коефіцієнтів гідравлічних опорів ζ_{3C} засувки [7]

Тип засувки	Відносне відкривання засувки a/d									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Проста	-	35	10	4,6	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06	0,05
Паралельна при $d_3/d = 1$	220	35	11	4,7	2,4	1,35	0,69	0,33	-	-
$d_3/d = 1,25$	225	40	14	6	3	1,6	0,95	0,5	0,23	0,2
$d_3/d = 1,5$	500	80	30	14,5	7,5	4,5	2,8	1,65	0,6	0,3
Лудло	-	46	22	12	5,3	2,8	1,5	0,8	0,3	0,15

4.4. Взаємний вплив місцевих гідравлічних опорів

У гідравлічних розрахунках втрат напору в трубопроводах користуються принципом незалежності втрат напору і загальні втрати напору визначають як суму втрат напору, зумовлених окремими гідравлічними опорами. Але таке правило не завжди справедливе.

При послідовному, досить близькому розташуванні місцевих опорів один відносно одного, виникає їх взаємний вплив на гідравлічну структуру потоку. Утворюється інший розподіл швидкостей, переформування епюр швидкостей, змінюється загальна турбулізація потоку у зонах місцевих опорів. Переважно, при взаємному впливі місцевих опорів їх спільний гідравлічний опір виявляється меншим, ніж опір окремо взятих конструкцій. Але може бути і більшим.

Наближено можна рахувати, що при розвинутому турбулентному русі взаємний вплив місцевих опорів виникає, якщо вони знаходяться один від одного на віддалі

$$l_0 < l_B = (40 \dots 60) d, \quad (4.47)$$

де d - діаметр трубопроводу.

У гідравлічних розрахунках розрізняють прямоточні опори (без різких поворотів потоку) і не прямоточні опори (крани, зворотні клапани, не повністю відкриті засувки).

Якщо віддаль між місцевими опорами $l_0 < l_B$, то сумарний коефіцієнт двох місцевих опорів дорівнює

$$\zeta = k_3 (\zeta_1 + \zeta_2), \quad (4.48)$$

де ζ_1, ζ_2 - коефіцієнти гідравлічного опору двох суміжних місцевих опорів; k_3 - коефіцієнт взаємного впливу опорів.

Згідно з дослідженнями Ю.О.Скобельцина і П.В.Хомутова коефіцієнт k_3 можна визначити за формулами:

для прямоочної заірної арматури

$$k_3 = 0,6 - 1,1 \cdot 10^{-5} (d/d_0)^2 + 1,335 \cdot 10^{-2} (d/d_0), \quad (4.49)$$

для непрямоочної заірної арматури

$$k_3 = 0,925 - 2,085 \cdot 10^{-5} (d/d_0)^2 + 2,5 \cdot 10^{-3} (d/d_0). \quad (4.50)$$

Взаємний вплив місцевих гідравлічних опорів ще недостатньо досліджений. Тому, для інших місцевих опорів, формули (4.48) – (4.50) можна застосовувати тільки як наближення.

4.5. Розрахунок втрат напору по довжині трубопроводів

Загальною формулою для визначення втрат напору по довжині є формула Дарсі (4.14).

Для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ можна використати формулу Ф.А.Шевельова

$$\lambda = a \left[\left(1 + \frac{b}{V} \right) / d_B \right]^n, \quad (4.51)$$

де $V = Q/\omega$ - середня швидкість потоку, м/с; d_B - розрахунковий внутрішній діаметр трубопроводу, м; a, b, n - параметри, значення яких наведені в табл. 4.11.

Таблиця 4.11. Значення параметрів a, b, n в формулі (4.51)

Характеристики труб і потоку	a	b	n
Нові сталіні	0,159	0,684	0,226
Нові чавунні	0,0144	2,36	0,284
Азбестоцементні	0,011	3,51	0,190
Ненові сталіні і чавунні			
при $V \geq 1,2$, м/с	0,021	0	0,3
при $V < 1,2$, м/с	0,0179	0,867	0,19

При визначенні втрат напору по довжині напірних трубопроводів часто формулу (4.14) застосовують у такому вигляді

$$h_D = \beta \cdot A_0 \cdot Q^2 \cdot l, \quad (4.52)$$

де $A_0 = 8\lambda / (\pi^2 d_B^5)$ - питомий опір труб при $\lambda = const$, який відповідає фіксованій швидкості $V_\phi = 1 \text{ м/с}$ або $V_\phi = 1,2 \text{ м/с}$; β - коефіцієнт, що враховує зміну гідравлічних опорів по довжині при швидкості $V \geq V_\phi$; Q - витрата; l - довжина трубопроводу.

Значення питомих опорів A_0 труб з різних матеріалів наведені в табл. (4.12) – (4.15), а поправочних коефіцієнтів β - табл.(4.16).

Використовуючи формулу (4.52), при відомих h_D , Q , l і табл. 4.12 – 4.15 можна визначити діаметр трубопроводу d_B . Для цього за формулою (4.52) обчислюють A_0 і за відповідними таблицями 4.12 – 4.15 призначають діаметр трубопроводу.

В гідравлічних розрахунках трубопроводів слід мати на увазі, що нові сталеві труби через 3-5 років експлуатації можна рахувати неновими. У цьому разі потрібний розрахунковий діаметр трубопроводу

$$d_B = 0,3 \sqrt[0,188]{Q^2 \cdot l / h_D}. \quad (4.53)$$

Значення d_B , що визначене за формулою (4.53), округлюється до найближчого стандартного діаметра труб.

Таблиця 4.12. Значення питомих опорів A_0 та витратних характеристик K_0 при швидкості $V = 1$ м/с для труб з різних матеріалів

Діаметр умовний d_y , мм	Діаметр умовний d_B мм	A_0 , $1/(м^3/с)^2$	K_0 , л/с
Труби нові сталеві електрозварні			
50	65	2561,1	19,76
60	70	1603,4	24,93
75	83	658,3	38,97
80	95	325,0	55,47
100	114	125,3	89,34
125	133	56,01	133,6
150	158	27,77	189,7
175	170	15,53	253,7
200	209	5,278	435,3
250	260	1,686	770,1
300	311	0,6612	1230
350	363	0,2947	1842
400	414	0,1483	2597
450	464	$8,1716 \cdot 10^{-2}$	3498
500	516	$4,6905 \cdot 10^{-2}$	4617
600	616	$1,8586 \cdot 10^{-2}$	7335
700	706	$9,1133 \cdot 10^{-3}$	10475
800	804	$4,6202 \cdot 10^{-3}$	14712
900	904	$2,5038 \cdot 10^{-3}$	19985
1000	1004	$1,4470 \cdot 10^{-3}$	26288
1200	1202	$5,6487 \cdot 10^{-4}$	42075
1400	1400	$2,5460 \cdot 10^{-4}$	62672
1500	1500	$1,7753 \cdot 10^{-4}$	75052
1600	1600	$1,2670 \cdot 10^{-4}$	88840
Труби нові чавунні Л А			
50	51,6	10649	9,69
80	82,6	886,4	33,59
100	102	290,7	58,65
125	127,2	90,5	105,1
150	152,4	34,84	169,4
200	202,6	7,738	359,5
250	253	2,393	646,4
300	304,4	0,9004	1054
Труби чавунні нові клас А			
350	352,4	0,4154	1552
400	401,4	0,2088	2188
450	450,6	0,1133	2971

Продовження табл. 4.12

Діаметр умовний d_y , мм	Діаметр умовний d_B , мм	A_0 , $1/(м^3/с)^2$	K_0 , л/с
Труби чавунні нові клас А			
500	500,8	$6,485 \cdot 10^{-2}$	3927
600	600,2	$2,491 \cdot 10^{-2}$	6336
700	699,4	$1,110 \cdot 10^{-2}$	9492
800	799,8	$5,465 \cdot 10^{-3}$	13527
900	899,2	$2,943 \cdot 10^{-3}$	18433
1000	998,4	$1,693 \cdot 10^{-3}$	24303
1200	1199,2	$6,428 \cdot 10^{-4}$	39442
Труби азбестоцементні тип І клас ВТ 6			
100	104	153	88,84
150	146	26,3	195
200	196	5,71	418
250	244	1,83	739
300	289	0,76	1147
350	344	0,36	1667
400	381	0,181	2350
500	473	0,059	4117
Клас ВТ 9			
100	100	188	72,93
150	141	31,5	178,2
200	189	7,9	356
250	235	2,23	669
300	279	0,91	1048
350	322	0,43	1525
400	368	0,217	2147
500	456	0,071	3753
Клас ВТ 12			
190	96	232	65,65
150	135	39,5	159
200	181	8,63	340
Труби азбестоцементні тип І клас ВТ 12			
250	288	2,61	619
300	270	1,08	962
350	312	0,51	1400
400	356	0,258	1969

Продовження табл.4.12

Діаметр умовний d_y , мм	Діаметр умовний d_B , мм	A_0 , $1/(м^3/с)^2$	K_0 , л/с
Труби азбестоцементні типу 2 клас ВТ 9			
500	441	0,085	3430
200	196	5,71	418
250	242	1,91	724
300	286	0,80	1118
350	329	0,39	1601
400	377	0,191	2288
500	466	0,064	3953
Клас ВТ 12			
200	188	7,09	376
250	234	2,28	662
300	276	0,97	1015
350	317	0,47	1458
400	363	0,233	2072
500	450	0,076	3627

Таблиця 4.13. Значення питомих опорів A_0 та витратних характеристик K при швидкості $V = 1,2$ м/с для ненових сталевих і чавунних труб

Діаметр умовний d_y , мм	Діаметр умовний d_B , мм	A_0 , $1/(м^3/с)^2$	K_0 , л/с
20	20,2	$16,6 \cdot 10^5$	0,775
25	26,1	$47,78 \cdot 10^4$	1,45
32	34,9	91720	3,30
40	40,0	44480	4,74
50	52,0	11080	9,5
70	66,5	3009	18,2
Труби сталеві водогазопровідні			
80	79,5	1167	29,3
90	92,3	529,4	43,5
109	104	281,3	59,6
125	130	86,22	107,7
150	155	33,94	171,6

Продовження табл.4.13

Діаметр умовний d_y , мм	Діаметр умовний d_B , мм	A_0 , $1/(м^3/с)^2$	K_0 , л/с
Труби сталеві електрозварні			
50	64	3685	16,5
60	70	2292	20,9
75	83	929,15	32,8
80	95	454,22	46,9
100	114	172,82	76,1
125	133	76,35	114,4
150	158	30,64	180,6
175	170	20,79	219,3
200	200	6,975	378,6
250	260	2,187	676,2
300	311	0,8464	1087
350	363	0,3720	1639
400	414	0,1858	2320
450	464	0,1015	3139
500	516	$5,7830 \cdot 10^{-2}$	4158
600	616	$2,2616 \cdot 10^{-2}$	6717
700	706	$1,0978 \cdot 10^{-2}$	9544
800	804	$5,5124 \cdot 10^{-3}$	13469
900	904	$2,9614 \cdot 10^{-3}$	18376
1000	1004	$1,6983 \cdot 10^{-3}$	24265
1200	1202	$6,5419 \cdot 10^{-4}$	39097
1400	1400	$2,9156 \cdot 10^{-4}$	58565
1500	1500	$2,0226 \cdot 10^{-4}$	70315
1600	1600	$1,4367 \cdot 10^{-4}$	83430
Труби чавунні класу Л А			
50	51,6	11540	9,31
80	82,6	953,4	32,4
100	102	311,7	56,6
125	127,2	96,72	101,7
150	152,4	37,11	164
200	202,6	8,092	352
250	253	2,528	629
300	304,4	0,9485	1027
Труби чавунні класу А			
350	352,4	0,4365	1513

Продовження табл.4.13

Діаметр умовний d_y , мм	Діаметр умовний d_B , мм	A_0 , $1/(м^3/с)^2$	K_0 , л/с
Труби чавунні класу А			
400	401,4	0,2189	2137
450	450,6	0,1186	2904
500	500,8	$6778 \cdot 10^{-5}$	3841
600	600,2	$2596 \cdot 10^{-5}$	6206
700	699,4	$1154 \cdot 10^{-5}$	9309
800	799,8	$5669 \cdot 10^{-6}$	13281
900	899,2	$3047 \cdot 10^{-6}$	18116
1000	998,4	$1750 \cdot 10^{-6}$	23904
1200	1199,2	$6625 \cdot 10^{-7}$	38851

Таблиця 4.14. Значення питомих опорів A_0 витратних характеристик K_0 при швидкості $V=1$ м/с для залізобетонних труб при $Ra = 90$ мкм

Діаметр умовний d_y , мм	Діаметр умовний d_B , мм	A_0 , $1/(м^3/с)^2$	K_0 , л/с
500	500	$6,303 \cdot 10^{-2}$	3,98
600	600	$2,447 \cdot 10^{-2}$	6,39
700	700	$1,099 \cdot 10^{-2}$	9,54
800	800	$5,407 \cdot 10^{-3}$	13,59
900	900	$2,983 \cdot 10^{-3}$	18,31
1000	1000	$1,726 \cdot 10^{-3}$	24,07
1200	1200	$6,702 \cdot 10^{-4}$	38,63
1400	1400	$3,011 \cdot 10^{-4}$	57,63
1600	1600	$1,506 \cdot 10^{-4}$	81,48

Таблиця 4.15. Значення питомих опорів та A_0 витратних характеристик K_0 при швидкості $V = 1$ м/с для пластмасових труб

Діаметр умовний d_y , мм	Діаметр умовний d_B , мм	A_0 , $1/(м^3/с)^2$	K_0 , л/с
Тип С Л (тиск 0,4 МПа)			
40	36	38930	5,07
50	46	10813	9,62
63	58	3220	17,62

Продовження табл.4.15

Діаметр умовний d_y , мм	Діаметр умовний d_B , мм	A_0 , $1/(m^3/c)^2$	K_0 , л/с
Тип С Л (тиск 0,4 МПа)			
75	69,2	1280	27,95
90	83	494,8	44,96
110	101,4	173,8	75,85
125	115,2	89,2	105,9
140	130,2	47,05	145,8
160	147,6	24,43	202,3
180	166	13,22	275
200	184,6	7,589	363
225	207,6	4,108	493
250	230,6	2,372	649
280	258,4	1,309	874
315	290,6	0,7085	1188
355	327,6	0,3787	1625
400	369,2	0,2028	2220
450	415,2	0,1098	3018
500	461,4	0,0632	3978
Тип С (тиск 0,6 МПа)			
25	21	651032	1,24
32	30	100945	3,15
40	35,4	42504	4,85
50	44,2	13321	8,66
63	55,8	3941	15,93
75	66,4	1588	25,09
90	79,8	607,6	40,57
110	97,4	214,4	68,3
125	110,8	109,3	95,6
140	124	60,71	128,3
160	141,8	30,2	182
180	159,6	16,23	248
200	177,2	9,40	326
225	199,4	5,072	444
250	221,6	2,291	585
280	248,2	1,615	787
315	279,2	0,8733	1070
355	314,8	0,4664	1464

Продовження табл.4.15

Діаметр умовний d_y , мм	Діаметр умовний d_B , мм	A_0 , $1/(м^3/с)^2$	K_0 , л/с
Тип С (тиск 0,6 МПа)			
400	354,6	0,2504	1998
450	399,6	0,1341	2731
500	443,4	0,0779	3583
Тип Т (тиск 1 МПа)			
20	16	2696434	0,609
25	20,7	701874	1,19
32	26	213241	2,16
40	32,6	65380	3,91
50	40,8	20240	7,03
63	51,4	6054	12,85
75	61,2	2432	20,3
90	73,6	927,3	32,8
110	90	324,1	55,5
125	102,2	166,8	77,4
140	114,4	92,51	104
160	130,8	45,93	147
180	147,2	24,78	201
200	163,6	14,26	265
225	184	7,72	360
250	204,4	4,456	474
280	228,8	2,472	636
315	257,6	1,330	867
355	290,4	0,711	1186
400	327,2	0,381	1620
450	368	0,206	2203
500	409	0,119	2899

**Таблиця 4.16. Значення поправочних коефіцієнтів β
у формулі (4.52) для труб з різних матеріалів**

V, м/с	Т р у б и			
	Нові сталі	Нові чавунні	Азбестоцементні і залісні	Пластмасові
1	2	3	4	5
0,2	1,244	1,462	1,308	1,439
0,3	1,163	1,317	1,217	1,313
0,4	1,113	1,226	1,158	1,23
0,5	1,081	1,163	1,115	1,17
0,6	1,057	1,115	1,082	1,123
0,7	1,039	1,078	1,056	1,084
0,8	1,021	1,047	1,034	1,052
0,9	1,011	1,021	1,016	1,024
1,0	1	1	1	1
1,2	0,986	0,965	0,974	0,956
1,4	0,972	0,938	0,953	0,926
1,6	0,965	0,917	0,936	0,899
1,8	0,958	0,899	0,922	0,896
2,0	0,951	0,884	0,910	0,855
2,2	0,946	0,871	0,900	0,837
2,4	0,941	0,861	0,891	0,821
2,6	0,937	0,851	0,883	0,806
2,8	0,934	0,843	0,876	0,792
3,0	0,932	0,836	0,870	0,780

4.6. Конструкції з'єднань напірних трубопроводів. Вплив черговості увімкнення насосів на подачу насосної станції

На рис.4.4 зображені можливі схеми подачі води напірними трубопроводами насосних станцій гідромеліоративних систем.

Схема рис.4.4,*а* використовується для насосних станцій з крупними насосами типів *В*, *ОВ*, *ОПВ* і насосів типу *Д* з великими подачами у випадках недовгих напірних трубопроводів. Для інших насосів насосних станцій гідромеліоративних систем використовують сполучення трубопроводів, що зображені на рис.4.4,*б-е*.

Вартість транспортування об'ємів води одним спільним напірним трубопроводом, переважно, є значно меншою, ніж окремими трубопроводами для кожного насоса, але надійність подачі об'ємів води $Q < Q_{max}$ трубопроводами, що зобра-

жені на схемах рис.4.4, а, б, в, г, є суттєво вищою, ніж за схемами рис.4.4, д, е. Використання схем рис.4.4, д, е потребує ретельного гідравлічного обґрунтування.

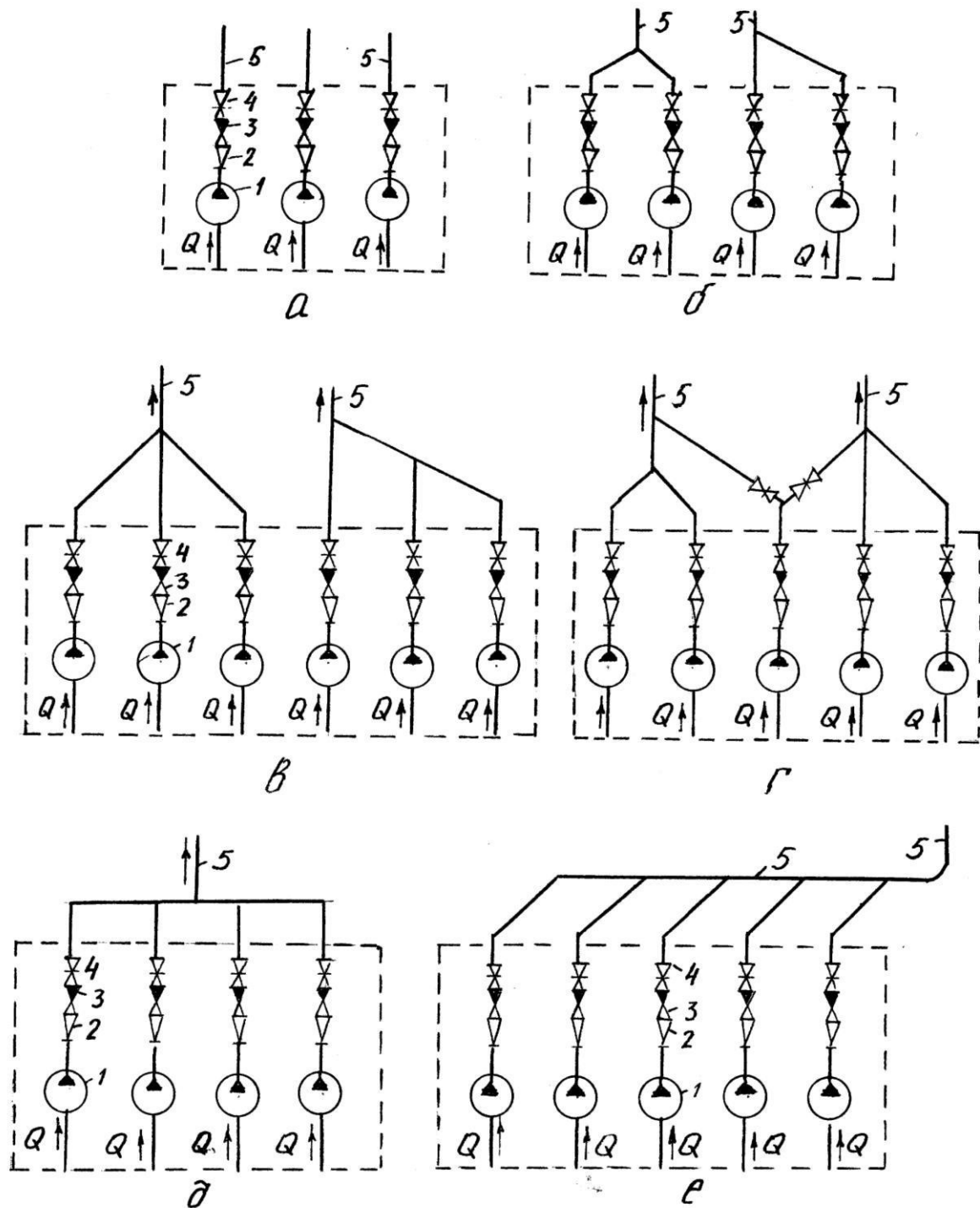


Рис.4.4. Схеми сполучень напірних трубопроводів насосних станцій гідромеліоративних систем: 1 – насос; 2 – перехід; 3 – зворотний клапан; 4 – засувка; 5 – напірний трубопровід

При сполученні кількох трубопроводів в один потрібно досить точно виконати розрахунок втрат напору уздовж кожної напірної гілки від насоса.

При паралельній роботі насосів розрахунковий напір однакових насосів, що працюють на спільний напірний трубопровід (наприклад, рис.4.6, 4.9), визначається за формулою

$$H = H_{\Gamma} + h_B + h_H + h_{MT} , \quad (4.54)$$

де H_{Γ} - геодезична висота піднімання води

$$H_{\Gamma} = H_B + H_H , \quad (4.55)$$

де H_B - геодезична висота всмоктування; H_H - геодезичний напір;

h_B - втрати напору у всмоктуючому трубопроводі;

h_H - втрати напору у напірному трубопроводі окремого насоса;

h_{MT} - втрати напору у магістральному спільному для всіх насосів трубопроводі.

Використовуючи формулу (4.54) вважають, що всі насоси включаються в роботу одночасно. Тому, для кожного насоса, $H_{\Gamma} = const$.

В дійсності увімкнення насосних агрегатів здійснюється за схемою черги. У цьому разі геодезичний напір для першого насоса

$$H_{\Gamma 1} = H_{\Gamma} , \quad (4.56)$$

а для другого насоса

$$H_{\Gamma 2} = H_{\Gamma 1} + h_{MT1} = H_{\Gamma} + h_{MT1} , \quad (4.57)$$

де h_{MT1} втрати напору в магістральному трубопроводі при роботі одного (першого) насоса;

для третього насоса

$$H_{\Gamma 3} = H_{\Gamma 2} + h_{MT2} , \quad (4.58)$$

де h_{MT2} - втрати напору в магістральному трубопроводі при роботі двох насосів; геодезичний напір для кожного наступного насоса, що включається в роботу

$$H_{\Gamma n} = H_{\Gamma n-1} + h_{MT n-1} . \quad (4.59)$$

Повний напір насосів, що включаються в роботу за схемою черги дорівнює:

для двох, що працюють паралельно

$$H_2 = H_{\Gamma 2} + h_B + h_H + h_{MT2} ; \quad (4.60)$$

для трьох, що працюють паралельно

$$H_3 = H_{\Gamma 3} + h_B + h_H + h_{MT3} ; \quad (4.61)$$

для n - насосів

$$H_n = H_{\Gamma n} + h_B + h_H + h_{MTn} , \quad (4.62)$$

де h_{MT2} , h_{MT3} , h_{MTn} - втрати напору у магістральному трубопроводі при подачі двох, трьох та n - насосів відповідно.

4.7. Гідравлічний розрахунок скидних трубопроводів

Під час експлуатації насосних станцій деякі ділянки магістральних трубопроводів доводиться спорожнювати для проведення ремонтів. Такі спорожнення потрібно виконувати окремими трубопроводами в обхід обладнання насосних станцій.

Діаметр скидного трубопроводу визначається з умови повільнозмінного неусталеного руху [14]

$$t = \frac{2W}{\omega_c \mu_c \sqrt{2g}} \left(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2} \right), \quad (4.63)$$

де W - об'єм води в магістральному трубопроводі, який потрібно скинути упродовж часу t при початковому напорі H_1 і кінцевому - H_2 ; ω_c - площа поперечного перерізу скидного трубопроводу.

Схема до розрахунку скидного трубопроводу наведена на рис.4.6.

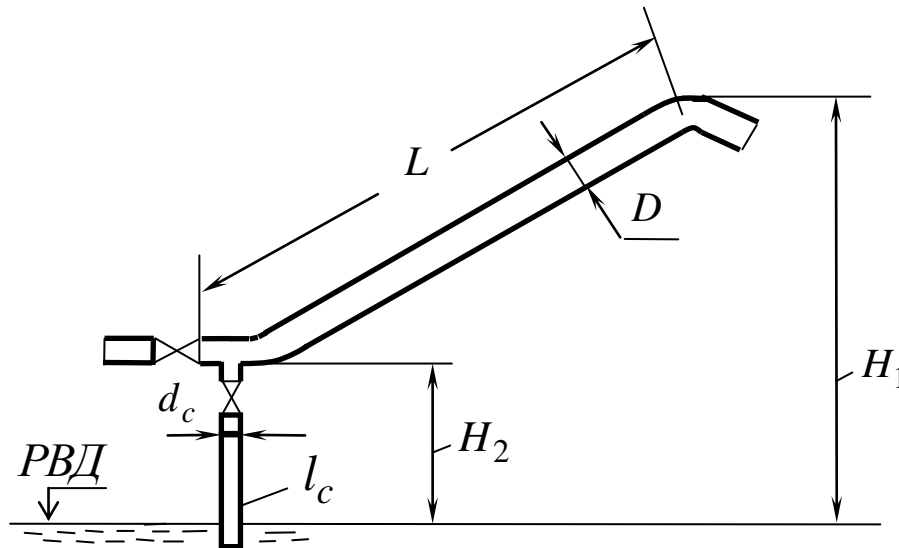


Рис. 4.6. Схема до гідравлічного розрахунку скидного трубопроводу

З формули (4.63) діаметр скидного трубопроводу

$$d_c = D \sqrt{\frac{L \left(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2} \right)}{1800 t \mu_c \sqrt{2g}}}, \quad (4.64)$$

де L, D - довжина і діаметр магістрального трубопроводу, м;

t - тривалість спорожнення трубопроводу, год;

g - прискорення вільного падіння, м/с²;

μ_c - коефіцієнт витрати системи

$$\mu_c = 1 / \sqrt{\sum \zeta_m + \lambda_c \frac{l_c}{d_c} + \lambda_T \frac{L}{D}}, \quad (4.65)$$

де $\sum \zeta_m$ - сума місцевих гідравлічних опорів на ділянці магістрального трубопроводу, що спорожнюється та скидному трубопроводі;

λ_c, λ_T - гідравлічні коефіцієнти тертя, відповідно, в скидному і магістральному трубопроводах. В розрахунках можна взяти, що $\lambda_c = \lambda_T = 0,03 \dots 0,035$;

l_c - довжина скидного трубопроводу; L - довжина ділянки магістрального трубопроводу, яка спорожнюється;

d_c, D - діаметри, відповідно, скидного і магістрального трубопроводів.

Рівняння (4.65) відносно d_c розв'язується способом наближень або графоаналітично. Для цього його можна записати у вигляді

$$d_c \sqrt{\mu_c} = D \sqrt{\frac{L(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{1800 t \sqrt{2g}}} \quad (4.66)$$

або

$$d_c \sqrt{\mu_c} = \Pi, \quad (4.67)$$

де Π - права частина рівняння (4.66)

$$\Pi = 0,0112 D \sqrt{L(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}) t}. \quad (4.68)$$

Задаючись стандартними значеннями діаметра d_c, m , обчислюємо функцію $F(\mu_c) = d_c \sqrt{\mu_c}$ і будуємо графік $d_c = f[F(\mu_c)]$ рис. 4.7.

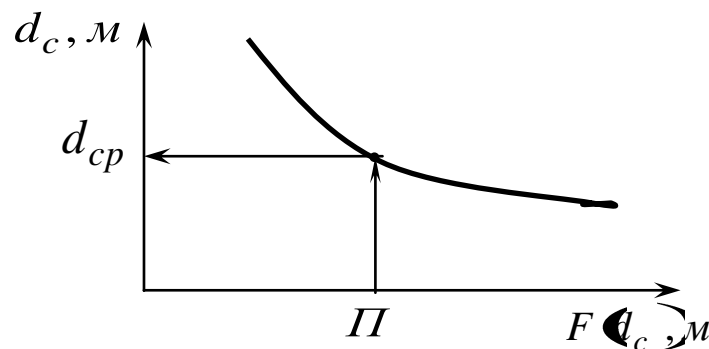


Рис.4.7. Схема графіка функції $d_c = f[F(\mu_c)]$ для визначення діаметра скидного трубопроводу

Визначений за графіком (рис.4.7) діаметр d_c округлюється до ближчого стандартного діаметра.

Розглянемо приклади застосування вищенаведених залежностей.

Приклад 4.1. Максимальна подача насосної станції $Q = 0,40 \text{ м}^3/\text{с}$. Різниця відміток рівня води у водоприймачі і рівня води в басейні, куди подається вода, $H_{\Gamma} = 61 \text{ м}$. Довжина напірного магістрального трубопроводу $L = 195 \text{ м}$. Гідрравлічні розрахунки трубопроводів виконати з урахуванням старіння труб.

Розв'язання. Використовуючи табл.1 додатку в першому наближенні приймаємо три насоси марки Д 500–65, подача яких при напорі $H = 65 \text{ м}$ буде $Q = n \cdot Q_H = 3 \cdot 500/3600 = 0,416 \text{ м}^3/\text{с}$. Приймаємо в першому наближенні втрати напору в магістральному трубопроводі $h_{\text{Д}} = H - H_{\Gamma} = 65 - 61 = 4 \text{ м}$ і за формулою (4.53) визначаємо діаметр магістрального трубопроводу

$$d_p = 0,3 \left(\frac{0,4^2 \cdot 195}{4} \right)^{0,188} = 0,44 \text{ м}.$$

Користуючись табл.4.13, приймаємо найближчий стандартний діаметр $d_y = 450 \text{ мм}$ з внутрішнім діаметром $d_B = 464 \text{ мм}$.

Для подальших гідрравлічних розрахунків приймаємо сполучення напірних трубопроводів насосів за схемою рис.4.8.

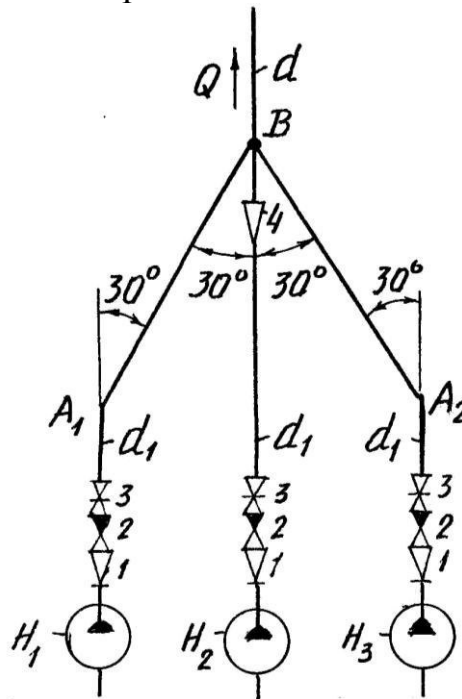


Рис.4.8. Схема сполучення напірних трубопроводів насосів до прикладу 4.1: 1,4 – переходи; 2 – зворотні клапани; 3 – засувки

Схема до визначення розрахункових напорів насосів H зображена на рис.4.9.

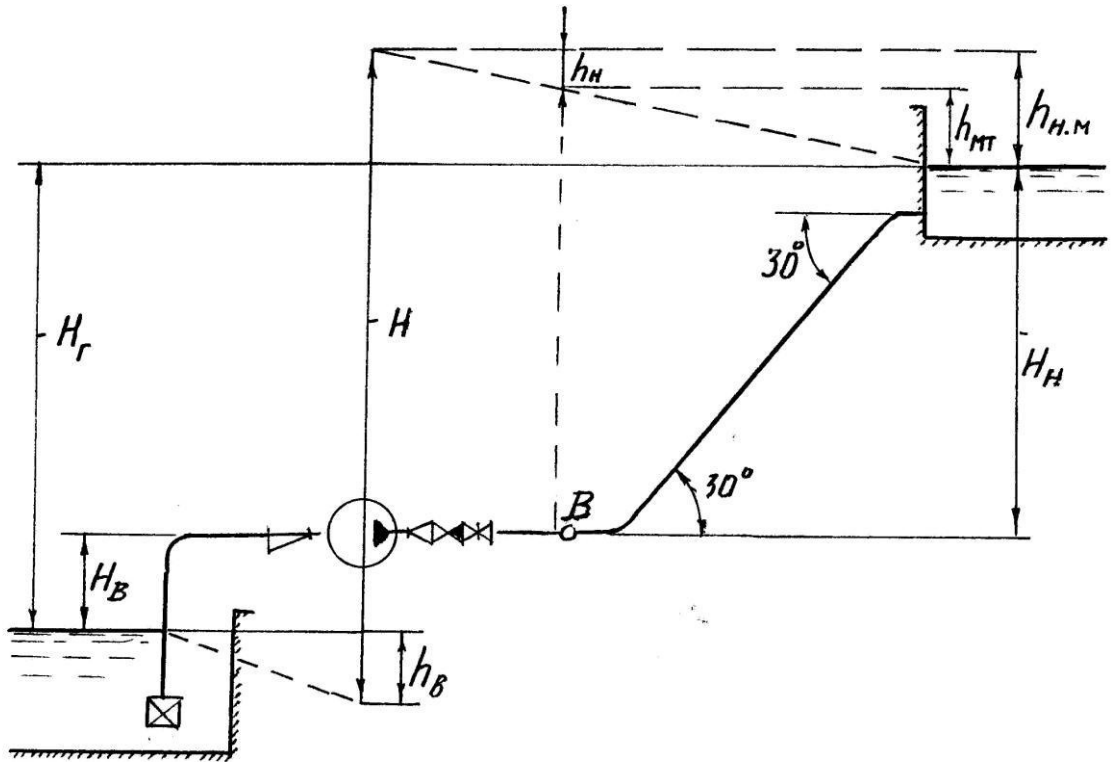


Рис.4.9. Схема до розрахунку напорів насоса H

Беремо насоси $D\ 500-65$, діаметр робочого колеса $D_K = 465\text{ мм}$, частота обертання $n = 1450\text{ об/хв}$. Діаметр всмоктувального патрубка насоса $d_{BP} = 250\text{ мм}$, діаметр напірного патрубка насоса $d_{HP} = 150\text{ мм}$.

Напірні трубопроводи на ділянках від насосів до вузла B проектуємо із сталених труб з умовним діаметром $d_y = 300$ мм і внутрішнім розрахунковим $d_B = 311$ мм. Діаметри зворотного клапана і засувки приймаємо рівними діаметру напірного трубопроводу, тобто $d = 300$ мм. Перед зворотними клапанами встановлюємо переходи $d_1 = 150$, $d_2 = 311$ мм. На центральній гілці $H_2 - B$ проектуємо додатковий перехід з діаметрами $d_1 = 311$, $d_2 = 464$ мм. Починаючи з вузла B , вода подається спільним трубопроводом з діаметром $d_y = 450$ мм ($d_B = 464$ мм).

За вузлом B напірний трубопровід має два плавні повороти на кут $\alpha = 30^0$ (рис.4.9).

На початку всмоктувального трубопроводу влаштовуємо всмоктуючий клапан з сіткою. Цей трубопровід проектуємо зі сталєних труб ($d_R = 363$,

$d_y = 350$ мм). Всмоктувальний трубопровід має один плавний поворот на 90° і перехід $d_1 = 363$, $d_2 = 250$ мм.

Довжина напірного трубопроводу від вузла B до басейна $L = 195$ м; довжина напірних трубопроводів насосів H_1 , H_3 до вузла B $l_{H1,3} = 5$ м, а для насоса H_2 до переходу 4 (рис.4.8) $l_{H2} = 3,5$ м. Довжина всмоктувальних трубопроводів $l_B = 50$ м.

Розрахунки виконаємо для випадку синхронного увімкнення усіх трьох насосів.

Визначаємо втрати напору на всмоктувальному трубопроводі

$$H_B = \frac{V_B^2}{2g} \left(\lambda \frac{l_B}{d_p} + \zeta_{K.C} + \zeta_{П.П} + \zeta_{П.З} \right),$$

де $V_B = Q_H / \omega_B = 0,133 / \left(\frac{\pi}{4} \cdot 0,363^2 \right) = 1,285$ м/с - швидкість потоку у всмоктувальному трубопроводі;

λ - гідравлічний коефіцієнт тертя визначаємо як для ненових сталейних труб за формулою (4.51)

$$\lambda = 0,021 / 0,363^{0,3} = 0,0284,$$

$\zeta_{K.C} = 2,1$ - коефіцієнт місцевих опорів клапана з сіткою (табл.4.8);

$\zeta_{П.П}$ - коефіцієнт опору плавного повороту на кут $\alpha = 90^\circ$ з радіусом $R_{П} = 1$ м, визначимо за формулою (4.28)

$$\zeta_{П.П} = 200 \cdot 0,0284^{2,5} + 0,106 \left(\frac{0,363}{1,0} \right)^{2,5} = 0,280,$$

$\zeta_{П.З}$ - коефіцієнт опору плавного звуження з кутом $\alpha = 15^\circ$ визначаємо за формулою (4.25)

$$\zeta_{П.З} = 0,5 \left[1 - \left(\frac{0,25}{0,363} \right)^2 \right] + \frac{0,0284}{8 \sin(15/2)} \left[1 - \left(\frac{0,25}{0,363} \right)^4 \right] = 0,284.$$

Тоді втрати напору на всмоктувальному трубопроводі

$$h_B = \frac{1,285^2}{19,62} \left(2,1 + 0,28 + 0,284 + 0,0284 \frac{50}{0,363} \right) = 0,55 \text{ м}.$$

Обчислюємо втрати напору на напірних гілках трубопроводів $H_1 - B$, $H_3 - B$ (рис.4.8)

$$h_{H.1,3} = \frac{V_H^2}{2g} \left(\lambda \frac{l_{H.1,3}}{d_p} + \zeta_{3.K} + \zeta_{3.C} + \zeta_{П.Р} \right) + \zeta_{Б1} \frac{V_C^2}{2g}$$

де $V_H = 0,133 / \sqrt{0,133^2 / 4} = 1,75 \text{ м/с}$ - швидкість потоку в напірному трубопроводі з внутрішнім діаметром $d_p = 0,311 \text{ м}$;

λ - гідравлічний коефіцієнт тертя для ненових сталейних труб

$$d = 0,311 \text{ м} \quad \lambda = 0,021 / 0,311^{0,3} = 0,0298;$$

$$d = 0,15 \text{ м} \quad \lambda = 0,021 / 0,15^{0,3} = 0,037,$$

$\zeta_{3.K}$ - коефіцієнт опору зворотного клапана наближено за табл.4.8 $\zeta_{3.K} = 4,7$;

$\zeta_{3.C} = 0,05$ - коефіцієнт опору простої засувки при повному відкритті (табл.4.9);

$\zeta_{П.Р}$ - коефіцієнт опору плавного розширення визначаємо за формулою (4.23),

$$\text{де } \alpha = 18^\circ; \quad \lambda_{CP} = 0,0298 + 0,037 \cdot 2 = 0,0334 :$$

$$\zeta_{П.Р} = 0,38 \left[\left(\frac{0,311}{0,15} \right)^2 - 1 \right]^2 + \frac{0,0334}{8 \sin(8/2)} \left[\left(\frac{0,311}{0,15} \right)^4 - 1 \right] = 4,6 ,$$

ζ_{B1} - коефіцієнт місцевих опорів у вузлі B для напірної гілки $H_1 - A_1$ визначаємо за формулою (4.42) при $C = 1,73$ (кут $\alpha = 30^\circ$); $Z_1 = 0,133 / 0,40 = 0,3325$; $\Pi_1 = d_1 / d_2 = 0,311 / 0,464 = 0,449$; $Z_{B2} = Q_{B2} / Q_{B1} = 0,133 / 0,133 = 1$:

$$\zeta_{B1} = 1 + \left(\frac{0,3325}{0,449} \right)^2 - 1,73 \left(\frac{0,3325^2}{0,449} \right) \cdot (1 + 1^2) + 8 \frac{\left(\frac{1}{0,3325} \right) - (1 + 1)}{4 - (1 + 1)} \cdot 0,3325^2 = 0,45 .$$

Втрати напору у вузлі B визначаємо за формулою (4.41)

$$h_{B1} = \zeta_{B1} \cdot V_C^2 / 2g = 0,45 \cdot 2,35^2 / 19,62 = 0,12 \text{ м} .$$

Тоді втрати напору на ділянці трубопроводу $H_1 - B$ і $H_3 - B$

$$h_{H1;3} = \frac{1,75^2}{19,62} \left(0,0298 \frac{5}{0,311} + 4,7 + 0,05 + 4,6 \right) + 0,12 = 0,156 \cdot 9,83 + 0,12 = 1,65 \text{ м}$$

При $Q_H = Q_{H2}$ втрати напору на гілках трубопроводу $H_1 - B$ і $H_3 - B$ будуть однаковими, тобто $1,65 \text{ м}$.

Визначимо втрати напору на гілці $H_2 - B$

$$h_{H2} = \frac{V_H^2}{2g} \left(\lambda \frac{l_{H2}}{d_p} + \zeta_{3.K} + \zeta_{3.C} + \zeta_{П.Р1} \right) + \frac{V_C^2}{2g} (\zeta_{П.Р2} + \zeta_{П.C}) ,$$

де $\lambda = 0,0298$; $l_{H2} = 3,5 \text{ м}$; $\zeta_{3,K} = 4,7$; $\zeta_{П.П1} = 4,6$; $\zeta_{П.П2}$ - коефіцієнт опору переходу 4 (рис.4.8) з діаметра $d_1 = 0,311 \text{ м}$ на діаметр $d_2 = 0,464$ визначаємо за формулою (4.23) при $\lambda_{CP} = 0,028$ і $\alpha = 20^\circ$:

$$\zeta_{П.П2} = 0,42 \left[\left(\frac{0,464}{0,311} \right)^2 - 1 \right]^2 + \frac{0,028}{8 \sin 10^\circ} \left[\left(\frac{0,464}{0,311} \right)^4 - 1 \right] = 0,74 ;$$

$\zeta_{ПC}$ - коефіцієнт опорів у вузлі B на середній гілці трубопроводу визначаємо за формулою (4.46), де $Z_3 = Q_{H3}/Q_C = 0,133/0,44 = 0,3325$;

$P_1 = Q_P/d_C = 0,311/0,464 = 0,449$; $Z_{B2} = Q_2/Q_1 = 0,133/0,133 = 1$;
 $C = 1,73$ (кут $\alpha = 30^\circ$) :

$$\begin{aligned} \zeta_{ПC} = 1 + \frac{0,3325^2}{0,449} - 0,3325^2 \frac{1 + 0,3325}{0,75 + 0,25 \cdot 0,3325} - 1,73 \frac{0,3325^2}{0,449} \times \\ \times \frac{1+1}{1+1} \left(\frac{1}{0,3325} - 1 \right)^2 = 0,175 \approx 0,18 . \end{aligned}$$

Тоді втрати напору на ділянці $H_2 - B$:

$$\begin{aligned} h_{H2} = \frac{1,75^2}{19,62} \left(0,0298 \frac{3,5}{0,311} + 4,7 + 0,05 + 4,6 \right) + 0,74 + 0,18 \cdot \frac{2,35^2}{19,62} = \\ = 0,156 \cdot 9,68 + 0,92 \cdot 0,281 = 1,76 \text{ м} . \end{aligned}$$

Отже, втрати напору на ділянці трубопроводу $H_2 - B$ всього на $0,11 \text{ м}$ більші, ніж на ділянках $H_1 - B$ і $H_3 - B$. Таку різницю напорів можна вважати несуттєвою.

Визначимо втрати напору на довжині $L = 195 \text{ м}$ магістрального трубопроводу. З урахування старіння труб коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda = \frac{0,021}{0,464^{0,3}} = 0,0264 ,$$

а втрати напору по довжині магістрального трубопроводу

$$h_D = 0,0264 \cdot \frac{195}{0,464} \cdot \frac{2,35^2}{19,62} = 3,12 \text{ м} .$$

Обчислюємо місцеві втрати напору на магістральному трубопроводі

$$h_M = \frac{V_C^2}{2g} (\zeta_{П.П} + \zeta_{P.P}) ,$$

де $\zeta_{П.П}$ - коефіцієнт місцевих опорів на плавних поворотах магістрального трубопроводу на кут $\alpha = 30^\circ$ (див.рис.4.9) визначаємо за формулою (4.28) при радіусі повороту $R_{П} = 2 \text{ м}$ і $f_{\alpha} = 0,55$ (табл.4.4) :

$$\zeta_{П.П} = \left[1000 \cdot 0,0264^{2,5} + 0,106 \cdot (464/2)^{2,5} \right] \cdot 0,55 = 0,165 ;$$

$\zeta_{Р.Р} = 1$ - коефіцієнт місцевих опорів на виході труби у резервуар або басейн. Тоді дістанемо :

$$h_M = \frac{2,35^2}{19,62} \cdot (0,165 + 1) = 0,37 \text{ м} .$$

За формулою (4.54) визначаємо напір насосів при геодезичному напорі $H_{Г} = 61 \text{ м}$:

$$H = H_{Г} + h_B + h_H + h_{MT} ,$$

де $h_B = 0,55 \text{ м}$; $h_{MT} = h_D + h_M = 0,32 + 0,37 = 3,49 \text{ м}$; h_H - втрати напору на напірних трубопроводах насосів до вузла B (рис.4.9).

Тоді отримуємо:

$$H_1 = 61 + 0,55 + 1,65 + 3,49 = 66,69 \text{ м} ,$$

$$H_2 = 61 + 0,55 + 1,76 + 3,49 = 66,80 \text{ м} ,$$

$$H_3 = 61 + 0,55 + 1,65 + 3,49 = 66,69 \text{ м} .$$

Отже, напори трьох насосів майже однакові. Тому їх подачі будуть також практично однакові. Для визначення подачі трьох одночасно увімкнених насосів будуємо графік $H = f(Q)$. Потрібна для прикладу 4.1 частина цього графіка зображена на рис.4.10,а.

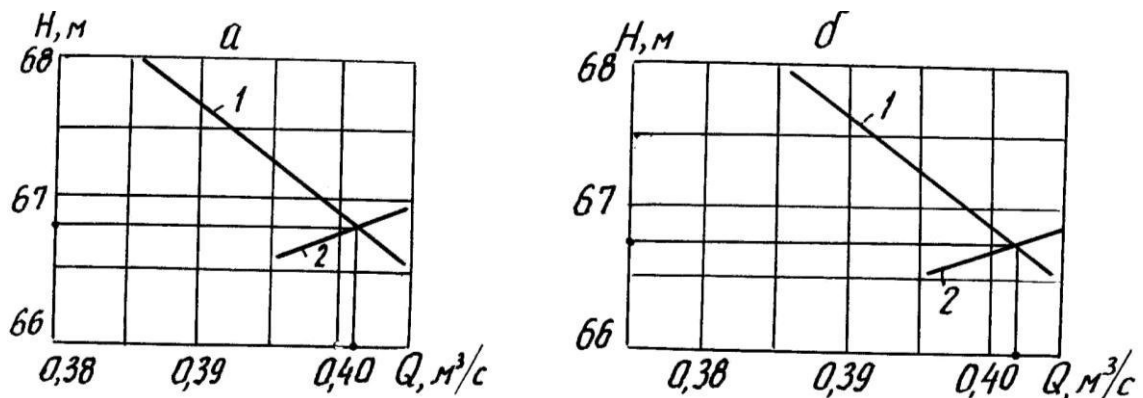


Рис.4.10. Графіки для визначення подачі насосної станції при одночасно увімкнених трьох насосах: а – для прикладу 4.1; б – для прикладу 4.2.

1 - характеристика $H = f(Q)$ трьох насосів Д 500 – 65;

2 - $H = f(Q)$ - напірна функція трубопроводу

З графіка рис.4.10,а бачимо, що при напорі $H = 66,8 \text{ м}$ подача насосної станції $Q = 0,401 \text{ м}^3/\text{с}$. Отже, за умови одночасного увімкнення всіх трьох насосів, подача $Q = 0,4 \text{ м}^3/\text{с}$ буде забезпечена.

Приклад 4.2. Максимальна подача насосної станції $Q = 0,40 \text{ м}^3/\text{с}$. Різниця відміток рівня води у водоприймачі насосної станції і рівня води в басейні, куди подається вода, $H_r = 61 \text{ м}$. Довжина магістрального напірного трубопроводу $L = 195 \text{ м}$. Гідравлічні розрахунки трубопроводу виконати з урахуванням старіння труб. Вода подається у спільний колектор за схемою рис.4.4,е.

Розв'язання. Оскільки вихідні дані прикладу 4.2 подібні вихідним даним прикладу 4.1, то магістральний трубопровід проектуємо зі сталевих труб діаметром $d_y = 450 \text{ мм}$ і $d_B = 464 \text{ мм}$. Приймаємо три насоси Д 500–65 з діаметром робочого колеса 465 мм і частотою обертання 1450 об/хв . Параметри та арматура всмоктувальних трубопроводів насосів повністю збігається з даними прикладу 4.1.

Схема сполучення напірних трубопроводів насосів зображена на рис.4.11.

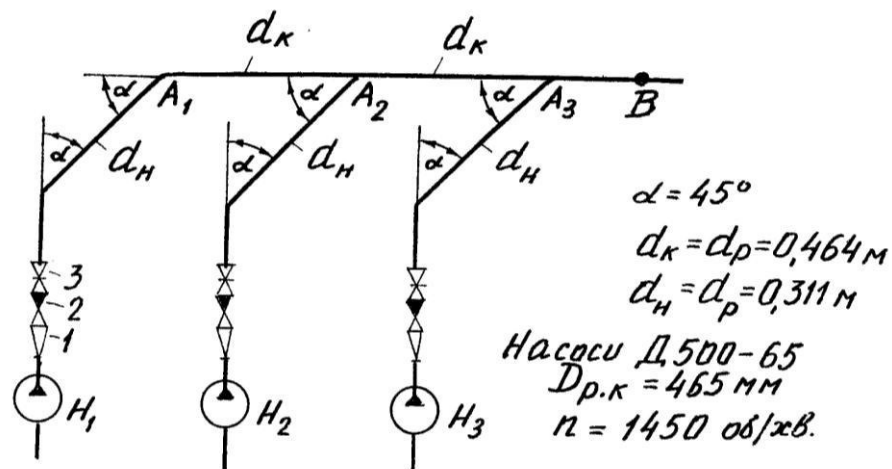


Рис.4.11. Схема сполучення напірних трубопроводів насосів:

H_1, H_2, H_3 - насоси; 1 – переходи; 2 – зворотні клапани; 3 – засувки

Діаметр колектора приймаємо рівним діаметру магістрального трубопроводу $d_k = 464 \text{ мм}$. Розглядаємо випадок одночасного увімкнення всіх трьох насосів. Подача кожного насоса $Q_H = 0,1333 \text{ м}^3/\text{с}$.

Всмоктувальні труби насосів такі самі, як у прикладі 4.1. Тому втрати напору на ділянках цих труб $h_B = 0,55 \text{ м}$.

Напірні трубопроводи ділянок $H_1 - A_1$, $H_2 - A_2$, $H_3 - A_3$ (рис.4.11) відрізняються від схеми (рис.4.8) кутами повороту. Приймаємо радіус повороту $R_{II} = 1 \text{ м}$ і за формулою (4.28) визначаємо коефіцієнт

$$\zeta_{II,II} = \left[1000 \cdot 0,0298 + 0,106 \cdot \left(0,311/1 \right)^{2,5} \right] \cdot 0,70 = 0,25.$$

Сума місцевих опорів на ділянках труб $H_1 - A_1$ без взаємного впливу опорів

$$\sum \zeta_M = \zeta_{3,K} + \zeta_{3C} + \zeta_{II} + \zeta_{II,II} + 4,7 + 0,05 + 4,6 + 0,25 = 9,6.$$

Коефіцієнт місцевих опорів у вузлі A_1 визначаємо за формулою (4.27)

$$\zeta_{P,II} = 1,2 \cdot \left(-\cos 45^\circ \right) = 0,35.$$

Втрати напору на ділянці трубопроводу $H_1 - A_1$

$$h_{H1} = \frac{V_H^2}{2g} \left(\lambda_H \frac{l_H}{d_H} + \sum \zeta_M \right) + \frac{V_C^2}{2g} = \frac{1,75^2}{19,62} \left(0,0298 \frac{5}{0,311} + 9,6 \right) + \frac{0,789^2}{19,62} \cdot 0,35 = 1,56 + 0,01 = 1,57 \text{ м}.$$

де $V_C = Q_C / \omega_C = 0,1333 / \left(\frac{\pi}{4} \cdot 0,464^2 \right) = 0,789 \text{ м/с}.$

Коефіцієнт місцевих опорів у вузлі A_2 визначаємо за формулою (4.37), де $Z = Q_B / Q_C = Q_H / Q_C = 0,1333 / 0,1333 = 0,5;$

$\Pi_B = \omega_B / \omega_C = 0,311 / 0,464 = 0,449.$ Оскільки $\Pi_B > 0,35$ і $Z > 0,4$, то $k_C = 0,55.$

Тоді

$$\zeta_{B,C} = 0,55 \cdot \left[\left(-0,5 \right) \cdot 0,5 - 1 + 0,5^2 \cdot \left(0,449 - 2 \cos 45^\circ \right) \right] \cdot 0,449 = 0,52.$$

Втрати напору $h_{B,C}$ при з'єднанні потоку у вузлі A_2 визначаємо за формулою (4.36), де швидкість $V_C = 2 Q_H / \omega_C = 2 \cdot 0,1333 / \left(\frac{\pi}{4} \cdot 0,464^2 \right) = 0,267 \text{ м/с}.$

Тоді втрати напору

$$h_{B,C} = 0,52 \frac{0,267^2}{19,62} = 0,06 \text{ м}.$$

Втрати напору на ділянці $H_2 - A_2$ з урахуванням втрат напору у вузлі A_2 дорівнюють :

$$h_{H2} = \frac{V_H^2}{2g} \left(\lambda_H \frac{l_H}{d_H} + \sum \zeta_M \right) + h_{B,C2} = \frac{1,75^2}{19,62} \cdot 10 + 0,06 = 1,62 \text{ м}.$$

Коефіцієнт місцевого опору у вузлі A_3 визначаємо за формулою (4.37) при $Z = Q_H / Q_C = 0,1333 / 0,1333 = 0,333$ і $\Pi_B = 0,449.$ Якщо $Z < 0,4$, а

$\Pi_B > 0,35$, то коефіцієнт k_C у формулі (4.37) дорівнює $k_C = 0,9 \sqrt{1 - Z} = 0,9 \sqrt{1 - 0,333} = 0,60$. Тоді дістанемо :

$$\zeta_{B.C} = 0,60 \left[2 \sqrt{1 - 0,333} \cdot 0,333 - 1 + 0,333^2 \left(\frac{1}{0,449} - 2 \cos 45^\circ \right) / 0,449 \right] = 0,187 \text{ м} ;$$

$$h_{B.C3} = \zeta_{B.C} V_C^2 / 2g = 0,187 \cdot 2,35^2 / 19,62 = 0,05 \text{ м} .$$

Втрати напору на ділянці $H_3 - A_3$ з урахуванням втрат напору у вузлі A_3 дорівнюють :

$$h_{H2} = \frac{V_H^2}{2g} \left(\lambda_H \frac{l_H}{d_H} + \sum \zeta_H \right) + h_{B.C3} = \frac{1,75^2}{19,62} \cdot 10 + 0,05 = 1,61 \text{ м} .$$

Визначаємо втрати напору між вузлами $A_1 - A_2$ магістрального трубопроводу. Вони складаються із втрат напору на довжині трубопроводу $l = 2,6 \text{ м}$ і місцевих у вузлі A_2 :

$$h_{W1} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{V_C^2}{2g} + \zeta_{СП} \frac{V_C^2}{2g} ,$$

де коефіцієнт λ_1 визначаємо за формулою (4.51) при $V_C = 0,789$

$$\lambda_1 = 0,0179 \left(\frac{1 + 0,867/0,789}{0,464} \right)^{0,19} = 0,0238 ,$$

а коефіцієнт $\zeta_{СП}$ - за формулою (4.35) при $Z = 0,5$, $\Pi_B = 0,449$ і $C_{II} = 0,5$:

$$\zeta_{СП2} = \sqrt{1 - 0,5} \cdot 0,5 - \sqrt{4 - 0,5} \cdot 0,5^2 \sin 45^\circ - 2 \cdot 0,5 \cdot 0,5 \cos 45^\circ / 0,449 = -0,196 ,$$

це означає, що у вузлі A_2 , маємо ефект ежекції, але оскільки швидкості тут малі ($V_C = 1,58 \text{ м/с}$), то цим ефектом можна нехтувати.

Втрати напору на довжині трубопроводу між вузлами $A_1 - A_2$ при $l = 2,6 \text{ м}$

$$h_{Д1} = 0,0238 \frac{2,6}{0,464} \cdot \frac{0,789^2}{19,62} = 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} .$$

Втрати напору по довжині трубопроводу $A_2 - A_3$ між вузлами A_2 , A_3 при $l = 2,6 \text{ м}$

$$h_{Д2} = 0,0264 \frac{2,6}{0,464} \cdot \frac{0,58^2}{19,62} = 1,88 \cdot 10^{-2} \text{ м} .$$

Місцеві втрати напору у вузлі A_3 для магістрального трубопроводу визначаємо за формулою (4.34), де коефіцієнт місцевого опору дорівнює

$$\zeta_{СП} = \left(4 - 0,333 \right) 0,333 - \left(4 - 0,333 \right) 0,333^2 \sin 45^\circ - 2 \cdot 0,8 \cdot 0,333 \times \\ \times 0,333 \cos 45^\circ / 0,449 = 0,192 .$$

Тоді при $V_C = 2,35 \text{ м/с}$ за формулою (4.34) отримуємо

$$h_{СП} = 0,192 \cdot 2,35^2 / 19,62 = 0,05 \text{ м} .$$

Враховуючи те, що втрати напору у магістральному трубопроводі між вузлами $A_1 - A_3$ виявились малими ($\sum h_w < 0,06 \text{ м}$) в подальшому аналізі цими втратами напору нехтуємо.

Втрати напору по довжині h_D та місцеві h_M на магістральному трубопроводі, починаючи від вузла B до басейну, будуть такими ж, як у прикладі 4.1, тобто $h_{MT} = h_D + h_M = 3,12 + 0,37 = 3,49 \text{ м}$.

Розрахункові напори насосів дорівнюють :

$$H_1 = H_\Gamma + h_B + h_{H1} + h_{WH} = 61 + 0,55 + 1,57 + 3,49 = 66,61 \text{ м} ;$$

$$H_2 = H_\Gamma + h_B + h_{H2} + h_{WH} = 61 + 0,55 + 1,62 + 3,49 = 66,66 \text{ м} ;$$

$$H_3 = H_\Gamma + h_B + h_{H3} + h_{WH} = 61 + 0,55 + 1,61 + 3,49 = 66,65 \text{ м} .$$

Отже, напори усіх трьох насосів з напірними трубопроводами, сполученими за схемою рис.4.11, виявились практично однаковими. З рис.4.10,б при $H = 66,7 \text{ м}$ (у прикладі 4.1 ми одержали $H = 66,8 \text{ м}$), маємо $Q = 0,402 \text{ м}^3/\text{с}$, тобто подача об'ємів води $Q = 0,4 \text{ м}^3/\text{с}$, за умови одночасного увімкнення всіх трьох насосів, буде забезпечена.

Приклад 4.3. Визначити подачу насосної станції у випадку неодночасного включення в роботу насосів для вихідних даних прикладу 4.2.

Розв'язання. Розглянемо випадок, коли спочатку вмикають третій насос, потім – другий і нарешті перший (див.схему рис.4.11). При такій послідовності третій насос починає працювати один на магістральний напірний трубопровід. Між вузлами $A_1 - A_2$ вода у трубопроводі не рухається. Тому манометричний тиск, створений насосом у вузлі A_3 передається без зміни до першого і другого насосів. Через це геодезичний напір для насосів 1 і 2 збільшиться на величину втрат напору у напірному магістральному трубопроводі.

Використовуючи залежності (4.54) – (4.61) на рис.4.12 побудовані графіки $H = f(Q)$ трубопроводів та насосів, що включаються в роботу за схемою черги

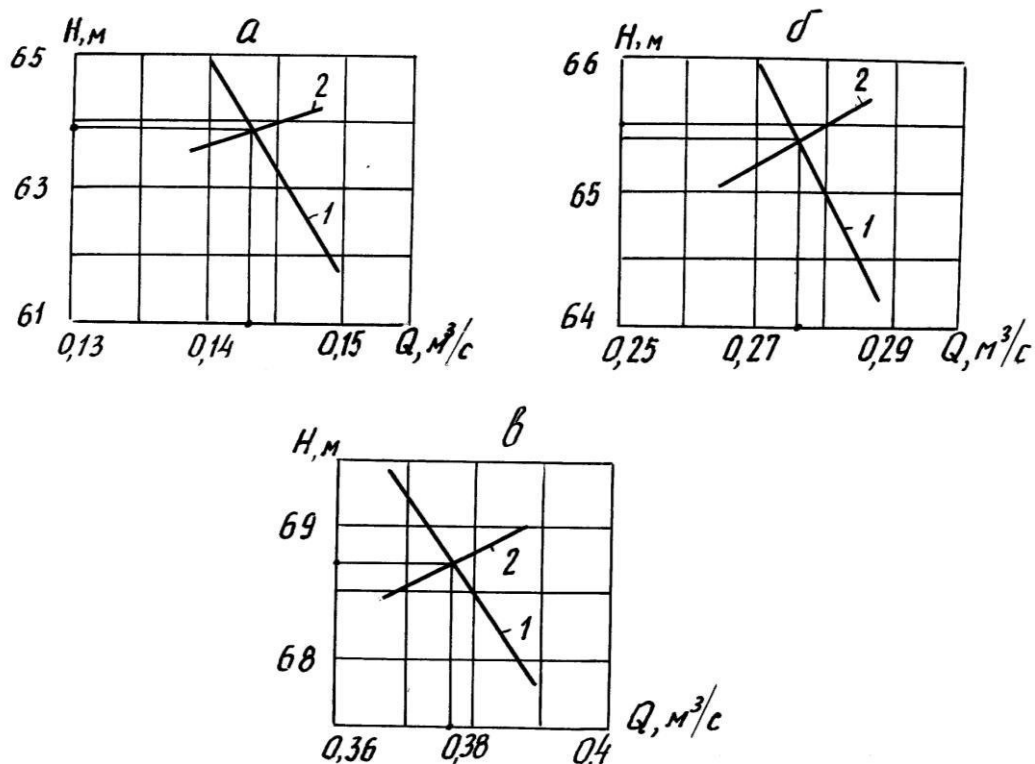


Рис.4.12. Графіки $H = f(Q)$ до прикладу 4.3 : а – працює один третій насос; б – працюють третій і другий насос; в – працюють всі три насоси; 1 – $H = f(Q)$ для насоса; 2 – $H = f(Q)$ для трубопроводу

Результати розрахунків зведені в табл. 4.17.

Таблиця 4.17. Значення розрахункових напорів та подач насосної станції прикладу 4.3

Працюють насоси	П а р а м е т р и		
	$H_{\Gamma}, \text{ м}$	$H, \text{ м}$	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$
Третій	61,0	63,90	0,144
Другий і третій	61,42	65,40	0,2735
Усі три	63,70	68,60	0,377

Аналізуючи результати розрахунків прикладів 4.2 і 4.3, можна зробити висновок, що черговість увімкнення в роботу насосів може призвести до зменшення максимальної подачі насосної станції. У прикладі 4.2 максимальна подача насосної станції становить $0,402 \text{ м}^3/\text{с}$, а у прикладі 4.3 маємо $Q = 377 \text{ м}^3/\text{с}$, що на 6,2 % менше. Ця різниця може бути ще більшою для довгих магістральних трубопроводів.

Приклад 4.4. Визначити подачу насосної станції у випадку неодночасного включення в роботу насосів для вихідних даних прикладу 4.2 за умови, що довжина магістрального трубопроводу $l = 600$ м.

Розв'язання. Використовуючи ті ж самі залежності, що були застосовані у прикладі 4.2 знаходимо, що подача трьох синхронно (одночасно) увімкнених насосів при напорі $H = 70,40$ м дорівнює $0,353$ м³/с.

В розрахунках подачі насосів, що вмикаються в роботу за схемою черги використовуємо залежності (4.54) – (4.61). Результати розрахунків наведені на рис.4.13 та в табл.4.18.

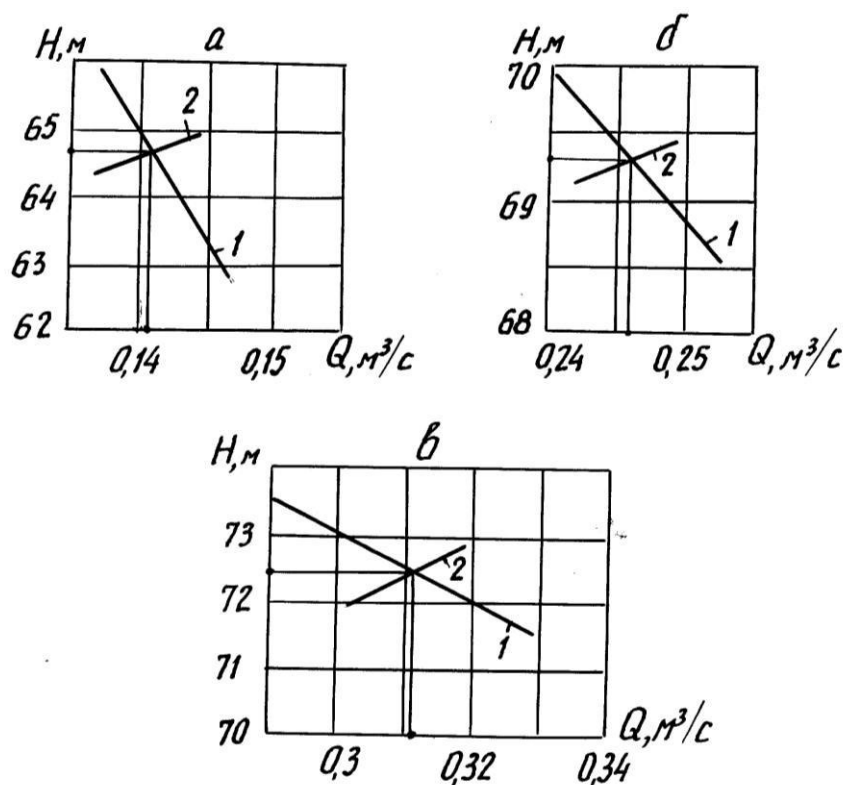


Рис. 4.13. Графіки $H = f(Q)$ до прикладу 4.4 : а – працює один третій насос; б – працюють третій і другий насос; в – працюють всі три насоси;
1 – $H = f(Q)$ для насоса; 2 – $H = f(Q)$ для трубопроводу

Таблиця 4.18. Значення розрахункових напорів та подач насосної станції прикладу 4.4

Працюють насоси	П а р а м е т р и		
	$H_{\Gamma}, \text{ м}$	$H, \text{ м}$	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$
Третій	61	64,68	0,141
Другий і третій	63,40	69,30	0,246
Усі три	65,07	72,40	0,311

При довжині магістрального трубопроводу $l = 600$ м і одночасному включенні в роботу всіх трьох насосів подача насосної станції $Q = 0,353$ м³/с, а при увімкненні насосів за схемою черги $Q = 0,311$ м³/с, що на 11,9% менше.

Приклад 4.5. Визначити геометричну висоту всмоктування H_B та відмітку осі насосів Д 500–65 ($D_{P.K} = 465$ мм; $n = 1450$ об/хв) за вихідними даними прикладу 4.2. Відмітка рівня води водоприймачі $\sqrt{\text{РВД}} = 300$ м. Температура води $t = 20^\circ\text{C}$.

Розв'язання. За формулою (4.7) визначаємо атмосферний тиск на поверхні води у водоприймачі

$$H_a = 10,3 - \frac{300}{900} = 9,97 \text{ м}.$$

За табл.4.1 при $t = 20^\circ\text{C}$ тиск насиченої пари води $H_{\text{ПР}} = 0,24$ м. За графіком рис.16 додатку при $Q = 0,1333$ м³/с, визначаємо допустимий кавітаційний запас $\Delta h_{\text{ДОП}} = 4,1$ м.

З прикладу 4.2 при подачі насосів $Q = 0,1333$ м³/с втрати напору у всмоктуючому трубопроводі $H_B = 0,55$ м.

Допустиму геометричну висоту всмоктування визначаємо за формулою (4.6):

$$H_{B.\text{ДОП}} = 9,97 - 0,24 - 4,1 = 5,08 \text{ м}.$$

Відмітку осі насосів обчислюємо за формулою (4.10)

$$\sqrt{\text{осі}} = 300 + 5,08 \approx 305 \text{ м}.$$